

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ ТА МАШИН

«На правах рукопису»

УДК 623.3

До захисту допущено

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ В.Б.Струтинський

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2018 р.

**Магістерська дисертація**  
на здобуття ступеня магістра  
зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему \_\_\_\_\_ спеціальне \_\_\_\_\_ оснащення \_\_\_\_\_ промислового  
робота \_\_\_\_\_

Виконав: студент \_\_\_\_\_ ІІ курсу, групи МВ – 71мп

Охремяк Андрій Іванович

\_\_\_\_\_ (прізвище ім'я по батькові)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник \_\_\_\_\_ д.т.н., професор Струтинський В.Б.

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Консультант з розділу \_\_\_\_\_ д.т.н., професор Струтинський В.Б.

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент:

к.т.н., доцент Бецько Ю.М.

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації  
немає запозичень з праць інших авторів без  
відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ - 2018

**Національний технічний університет України**  
**“Київський політехнічний інститут**  
**імені Ігоря Сікорського”**  
**Механіко-машинобудівний інститут**  
**Кафедра конструювання верстатів та машин**

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною  
програмою

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування  
Спеціалізація «Технології комп'ютерного проектування верстатів,  
роботів і машин»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ В.Б.Струтинський  
(підпис) (ініціали, прізвище)  
“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2017 р.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ**

Охремяк Андрій Іванович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Спеціальне оснащення промислового робота  
науковий керівник дисертації: д.т.н., Струтинський В.Б.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від **“15” листопада 2018 року № 934-с**

2. Термін подання студентом дисертації 10.12.2018

3. Об'єкт дослідження: процес вимірювання точності виготовленої поверхні  
куль та спеціальне оснащення робота для роботи із небезпечними об'єктами.

4. Предмет дослідження: обладнання для вимірювальної установки та схвати  
промислового робота.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити 1. Огляд і аналіз наявних  
розробок. 2. Дослідження наявного оснащення схвату для роботи із  
небезпечними об'єктами. 3. Розробка схвату для роботи із небезпечними  
об'єктами. 4. Розробка спеціального схвату та установки для вимірів  
геометрії куль. 5. Розробка інноваційного рішення спеціального обладнання.

6. Теоретичний аналіз маніпулятора із спеціальним оснащенням.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: 1. Огляд і аналіз наявних розробок. 2. Опис наявного обладнання та розробок. 3. Теоретичний аналіз маніпулятора зі спеціальним оснащенням.

7. Орієнтовний перелік публікацій

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
	Струтинський Василь Борисович д.т.н., професор		

9. Дата видачі завдання 29.09.2017 року

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Огляд і аналіз наявних розробок	02.12-03.12	
2	Розробка дослідних зразків спеціального оснащення	04.12-06.12	
3	Теоретичний аналіз напружено-деформованого стану схвату для роботи із небезпечним обладнанням	08.12-10.12	
4	Теоретичний аналіз напружено-деформованого стану схвату для утримування кулі	10.12-11.18	

Студент \_\_\_\_\_ Охремяк А.І.  
( підпис ) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації \_\_\_\_\_

## РЕФЕРАТ

*В дипломному проекті проаналізовані різні види конструкцій спеціального обладнання роботів, проведено аналіз переваг і недоліків та запропоновано конструкцію, яка задовольняє поставленим вимогам. Проведено теоретичний аналіз та розроблена методика визначення реальної геометрії кулі із карбіду бору. Запропоновано конструкцію установки та захватного пристрою для виміру реальної геометрії куль, а також конструкцію спеціального схвату для роботи із небезпечними об'єктами, такими як протитанкові міни.*

**Актуальність.** Розроблений технологічний процес виготовлення куль із карбіду бору але точність і якість виготовлення не контролюється, що може вплинути на термін роботи пристроїв у яких використовуються такі деталі, які працюють в умовах стихійних лих та воєнних конфліктів. В результаті яких значні території держав, а також України становлять загрозу життю та здоров'ю людини.

Запропоновано варіанти спеціальних схватів для роботи в польових умовах із небезпечними об'єктами та для вимірювання якості виготовлення кулі на обладнанні на якому проводитимуться виміри.

**Тема.** Спеціальне оснащення промислового робота.

**Метою** проекту є розроблення та дослідження спеціального оснащення промислового робота.

**Задачі:**

- аналіз існуючих конструкцій
- дослідження наявного оснащення схвату для роботи із небезпечними об'єктами
- розробка схвату для роботи із небезпечними об'єктами

- розробка спеціального схвату та установки для вимірів геометрії куль
- теоретичний аналіз маніпулятора із спеціальним оснащенням
- розробка інноваційного рішення спеціального обладнання

**Об'єкт дослідження:** процес вимірювання точності виготовленої поверхні та робота із небезпечними об'єктами.

**Предмет дослідження:** обладнання для вимірювальної установки та схвати промислового робота.

**Висновки:**

1. досліджені існуючі конструкції спеціального обладнання роботів, проведено їх аналіз.
2. Запропоновано варіант який задовольняє потреби поставлених вимог.
3. Спроектowana установка для вимірювання та захватний пристрій для встановленні кулі при вимірюванні, а також спеціальний схват для роботи із небезпечними об'єктами.
4. Проведені теоретичний аналіз та розроблена методика для визначення реальної геометрії кулі. Результати дали змогу спроектувати захватний пристрій.
5. Розроблена інноваційне схемне рішення і підготовлені матеріали заявки на патент України.

## ABSTRACT

*In the thesis project, various types of special robot equipment designs were analyzed, the advantages and disadvantages were analyzed, which meets the requirements. A theoretical analysis has been carried out and a technique has been developed for determining the real geometry of a sphere from boron carbide. The design of the installation and gripping device for measuring the real geometry of balls, as well as the design of a special grip for handling hazardous objects, such as anti-tank mines, is proposed.*

**Relevance.** The technological process of producing bullets from boron carbide is developed, but the precision and quality of production is not controlled, which can affect the life of the devices, which use such parts that operate in conditions of natural disasters and military conflicts. As a result, significant territories of the states as well as Ukraine constitute a threat to human life and health.

Options are proposed of special arrangements for work in field conditions with dangerous objects are offered and for measuring of quality of manufacturing of a sphere on the equipment on which measurements will be made..

**Subject.** Special equipment of an industrial robot.

The purpose of the project is to develop and research specialized equipment of an industrial robot.

**tasks:**

- analysis of existing structures
- study of available equipment for handling hazardous objects
- development of a manual for working with hazardous objects
- development of a special grip and installation for measurements of ball geometry
- theoretical analysis of the manipulator with special equipment
- development of innovative solution of special equipment

**Object of investigation:** the process of measuring the accuracy of the surface and working with hazardous objects.

**The subject of the study:** equipment for measuring equipment and capture industrial robot.

**Conclusions:**

1. Existing designs of special robot equipment have been investigated and analyzed.
2. An option is proposed that meets the requirements of the requirements.
3. A projected measuring unit and gripping device for measuring the bullet, as well as a special grip for working with hazardous objects.
4. Theoretical analysis is carried out and a technique is developed for determining the real geometry of the sphere. The results allowed to design the gripping device.
5. An innovative schematic solution has been developed and the materials of the patent application of Ukraine have been prepared.

## Зміст

Вступ.....	11
1. Огляд і аналіз наявних розробок спеціального оснащення .....	20
1.1 Однозахватні пристрої промислових роботів .....	20
1.2 Кінематично-силова структура захватних пристроїв .....	21
1.3 Типові конструкції однозахватних пристроїв промислових роботів .....	26
1.4 Двозахватні пристрої промислових роботів .....	31
1.5 Приклади двозахватних пристроїв промислових роботів.....	32
1.6 Кінематичні структури.....	33
1.7 Мікроманіпуляційні системи .....	38
2. Розробка дослідних зразків спеціального оснащення промислового робота.....	42
2.1. Установка для контролю точності геометрії куль з каобіду бора... 42	
2.2 Спеціальний схват промислового робота для вимірювання реальної геометрії куль.....	56
2.3 Спеціальний схват промислового робота для роботи із небезпечними об'єктами.....	58
3. Теоретичні дослідження пружної системи маніпулятора .....	63
3.1. Динамічна модель маніпулятора з пружним зв'язком у схваті.....	63
3.3 Теоретичний аналіз напружено-деформованого стану схватів маніпулятора у середовищі Inventor.....	76
3.4 Теоретичний аналіз напружено-деформованого стану схвату для утримання кулі у середовищі Inventor .....	84
Висновки .....	89
Список літератури .....	90



## Вступ

Спеціальне оснащення промислових роботів використовується для робіт спеціального призначення у машинобудуванні, зокрема для вимірювання точних поверхонь та роботи в умовах небезпечних для людини. За останні роки у світі відбулося чимала кількість різного виду стихійних лих та воєнних конфліктів, в результаті яких значні території держав, а також України становлять загрозу життю та здоров'ю людини.

В даний час на Кафедрі конструювання верстатів і машин проводяться розробки спеціального оснащення промислових роботів, які зможуть виконувати роботи у місцях де здоров'ю людини загрожує небезпека.

В рамках дипломного проекту поставлена задача розробити спеціальне оснащення промислового робота який зможе полегшити контроль точних поверхонь для виготовлення прогресивних конструкцій деталей машин та обладнання яке буде працювати із небезпечними об'єктами. Такими об'єктами можуть бути протитанкові та протипіхотні міни.

Важливою технічною проблемою є робота таких роботів у польових умовах. Для знешкодження мін потрібне точне співвісне базування робочого органу робота із підливним механізмом.

Задачами встановлено: патенто-інформаційний пошук, оснащення для вимірювання точних поверхонь та конструкцій які будуть мати малі габарити та високу пружність.

Розробка спеціального оснащення для контролю вимірів та компенсування неточного базування над деталлю.

Проектування різноманітних схватів роботів, вирішення технічних проблем забезпечення міцності та необхідної деформативності схвата.

Аналіз результатів вимірів жорсткості та пружності робочих органів промислового робота.

# **1. Огляд і аналіз наявних розробок спеціального оснащення**

## **1.1 Однозахватні пристрої промислових роботів**

Захватні пристрої промислових роботів призначені для утримування та фіксації деталей різної форми, розмірів та маси при виконанні роботом необхідних рухів. Основними відмінностями конструктивного виконання та функціонування захватів роботів є:

Можливості їх роботи з деталями різними за формою, розмірами та властивостями;

Можливість переміщення деталей з необхідною точністю, із погрібною швидкістю та у довільних напрямках;

Наявність різних пристроїв які можуть подавати деталі, або на які будуть встановлюватись вони.

Особливості наведені вище вказують на те, які мають бути захватні пристрої. Перш за все, вони повинні мати достатньо універсальне виконання, адже захват це кінцева ланка робота і вона повинна бути дуже рухомою. Також виходячи з цього захват має бути легким та мати невеликі габарити.

Саме через це, захватний пристрій є одним із найвідповідальнішим робочим органом промислового робота. Дуже важливими для захватного пристрою є, правильність розрахунків, адже від цього залежить надійність, швидкість переміщення та точність позиціонування захвату. [1]

На даному етапі робототехніка існує відносно короткий час, але тим не менш кількість створених захватних пристроїв вражає. Викликано це тим, що з кожним роком збільшується кількість та різновид роботизуємих операцій та об'єктів із якими працюють роботи у різних умовах. Через це існує багато варіацій конструкції захватних пристроїв, їх класифікують за такими ознаками:

За рівнем спеціалізації:

- спеціальні, які мають можливість працювати з конкретною деталлю;
- спеціалізовані, які мають можливість працювати з деталями відповідної форми та встановленого діапазону розмірів;
- універсальні, які мають можливість працювати з деталями різної форми і розмірів та іншими об'єктами.

За особливостями утримування деталей: підтримуючі; затискні; притягальні.

За принципом дії та конструктивним виконанням: механічні; вакуумні; магнітні; з еластичними камерами; пальцеві.

За особливостями керування роботою захватного пристрою: не керовані (з пружними затискними елементами); циклові; числові; адаптивні.

За можливістю регулювання сили затиску:

- нерегульовані; регульовані при налагодженні; регульовані у процесі роботи.

За базуванням деталей у захватному пристрої: повне базування; часткове базування.

За типом приводу захватного пристрою: пневматичні; гідравлічні; електричні та ін.

За характером кріплення захвату до руки (кисті) робота: постійне; змінне; автоматично змінне.

За типом захоплюваних поверхонь деталей:

- циліндричні (зовнішні, внутрішні); плоскі; призматичні (коробчаті); сферичні; різної форми.

За кількістю захватів у захватному пристрої: однозахватні; двозахватні; багатозахватні.

## 1.2 Кінематично-силова структура захватних пристроїв

Механічні захвати є найбільш поширеними конструкціями. В

загальному виді, всі вони складаються із слідуєчих основних частин: привід; проміжні передачі; важелі з затискними елементами; корпусні та базові деталі; інформаційно-вимірювальні елементи. Структура таких захватів наведена на рис. 1.1.

Враховуючи те, що захватні пристрої мають різне виконання, то їх силове функціонування можна представити у вигляді структурних схем. Так, найбільш простим виконанням захвата може бути конструкція з одним нерухомим важелем (ланкою), до якого здійснюється притискання деталі, і одним рухомих важелем (ланкою), який напряду отримує рух від двигуна (Д) привода. Структурна схема такого захвата має вид (рис. 1.2, а). Другим різновидом такого захвата може бути конструкція (рис. 1.2, б) в якій рухомий важіль отримує рух від двигуна через передавальну передачу з відповідним передавальним відношенням -  $(i)$ . Подібно можна представити структуру

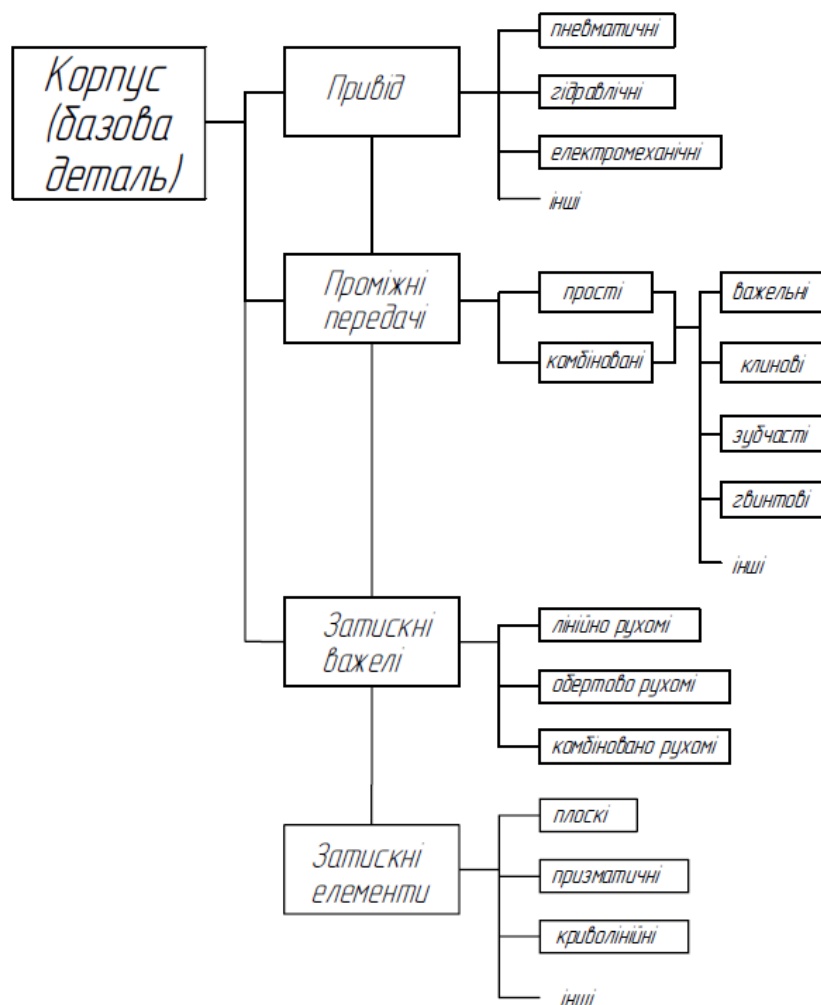


Рис. 1.1. Конструктивна структура захватних пристроїв

захватного пристрою, де рухомими є обидва важелі, причому, один рухається від першого двигуна ( $D_1$ ), через проміжну передачу ( $i$ ), а другий від другого двигуна ( $D_2$ ) напряму (рис. 1.2, в). Подібне виконання може бути коли рух від другого двигуна також передається через проміжну передачу. [1]

Можуть реалізуватися також захвати з одним двигуном і двома рухомими ланками без проміжних передач (рис. 1.2, г). Більш доцільним буде виконання захватного пристрою з одним двигуном, проміжною передачею і двома рухомими затискними важелями (рис. 1.2, д). такі схеми

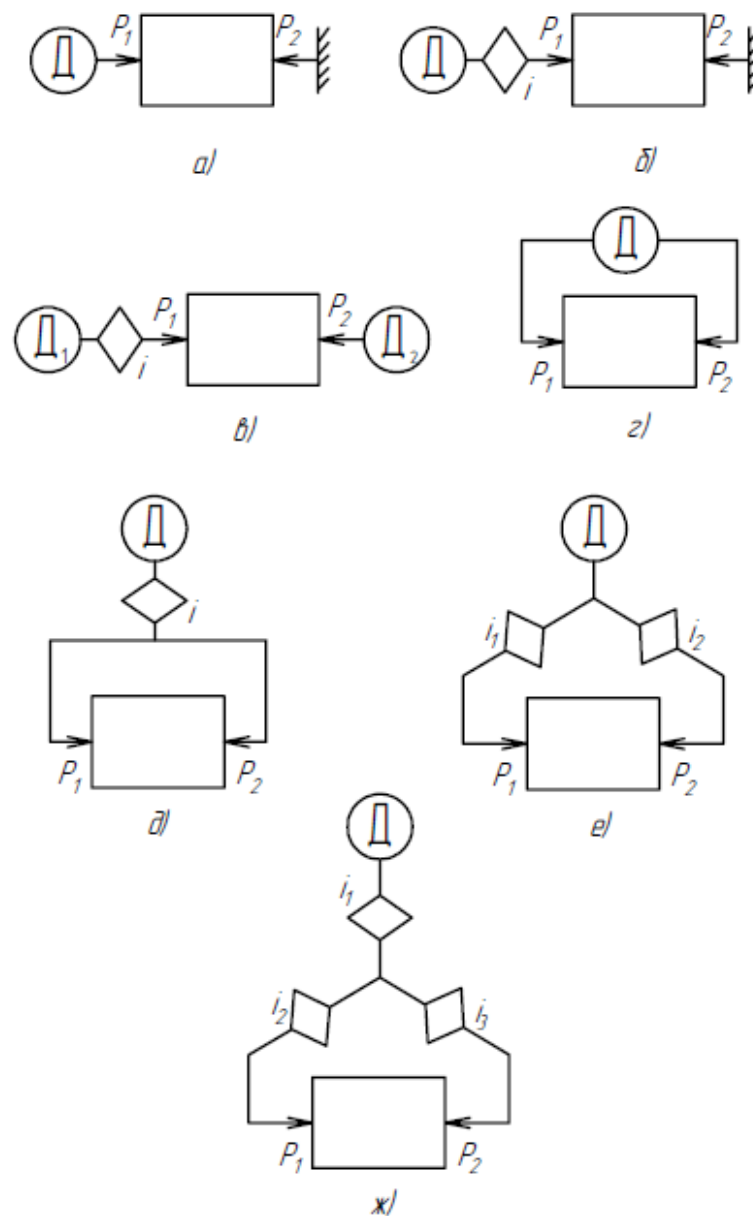


Рис. 1.2. Структурна схема доточкових захватів

простіші по конструкції так як мають один двигун, але мають елемент регулювання у вигляді проміжної передачі. Подальшим вдосконаленням захватів може бути варіант в якому від двигуна рух передається на затискні важелі з їх передавальними відношеннями  $i_1$  та  $i_2$  (рис. 1.2, е). Окремо слід розглядати структурну схему яка відтворює захват об'єднуючий в собі варіант по схемі – рис. 1.2, д та варіант – рис. 1.2, е. Це, відповідно, буде реалізовано варіантом – рис. 1.2, ж. До розглянутих варіантів можна додати і інші, де буде мати місце більша кількість проміжних передавальних передач.

Усі схеми із рис. 1.2, відповідають умовам затиску лише у двох точках, що більше за все підходить для плоских деталей, де розподілені сили затиску по площинах затискних важелів замінюються зосередженими силами. Більш фіксований затиск деталі буде при більшій кількості точок затиску.

Так при трьох точках затиску плоских деталей, де одна точка затиску здійснюється одним важелем, а дві інші другим важелем з рухом важелів від одного двигуна і однією проміжною передачею, структура пристрою має вид рис. 1.3, а. Подібна схема може використовуватись і для затиску деталей обертання, як за зовнішню (рис. 1.3, б) так і за внутрішню (рис. 1.3, в) поверхні. Вони можуть бути як з одним, так і декількома проміжними передавальними механізмами. [1]

При наявності двох точок затиску на одному важелі, особливо, якщо важіль здійснює обертовий рух, може мати місце передача сил, до кожної із цих точок, з різним передавальним відношенням. Для порівняння розглянемо приклад (рис. 1.3, г), який подібний схемі (рис. 1.3, б). До цього слід додати, що при розгалуженні рухів, після передавальних механізмів, може бути два варіанти розгалуження:

Жорстке розгалуження рухів, коли рухи розпочинаються і закінчуються одночасно по всіх ланках розгалуження.

Гнучке (самовстановлююче) розгалуження. Тобто коли рухи розпочинаються одночасно, а закінчуватись спочатку може рух на одному

ланцюгу (ланцюг доходить до контакту з деталлю), а рух по другому ланцюгу може ще продовжуватись т.я. цей ланцюг ще не дійшов до контакту з деталлю.

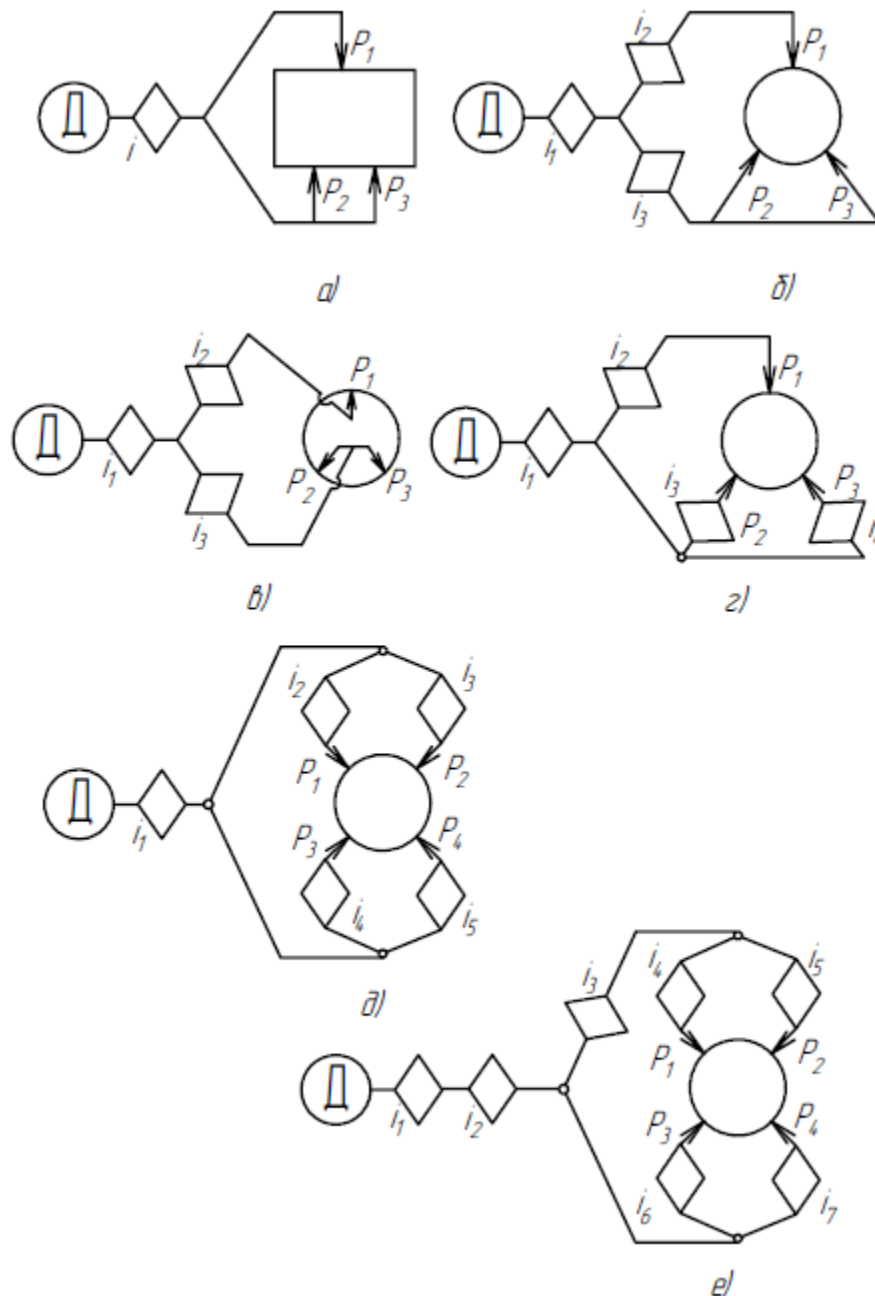


Рис. 1.3. Структурні схеми багатоточкових захватів

Жорстке розгалуження на схемах позначається простими з'єднаннями ліній. Гнучке розгалуження позначається колом (див. рис. 1.3, г).

Подібні різновиди з'єднань можуть бути і в інших попередніх схемах.

Утримання циліндричних деталей найбільш часто здійснюється 4-х точковим прикладанням сил затиску. Деякі структурні схеми таких захватів наведені на рис.1.3, д, е.

При використанні наведених вище структурних конструкцій захватів можна проаналізувати всі можливі різновиди принципових схем, та на їх базі створювати нові. Використовуючи їх можна виконати уві необхідні дослідження та розрахунки. Так, при силових розрахунках спочатку визначають величину необхідних сил затиску  $P_1, P_2, \dots, P_i$  (1.1). По величині цих сил ( $P_i$ ) визначають необхідну силу на двигуні 0, з урахуванням прийнятих проміжних передач і їх передавальних відношень ( $i_i$ ):

$$Q = \sum_{i=1}^n P_i / i_i \quad (1.1)$$

Коли ми вибираємо підходящу структурну схему захватного пристрою, слід зважати на те, щоб вона забезпечувала не лише необхідну силу затиску, а й могла переміщувати затискний механізм на необхідну відстань. Це важливо як для отримання мінімальних масо-габаритних характеристик захватів, так і для забезпечення їх максимальних функціональних можливостей, а також високої швидкодії та точності затиску деталей.

### 1.3 Типові конструкції однозахватних пристроїв промислових роботів

Як все було сказано вище, найпоширенішими видами захватних пристроїв є механічні захвати. Пневматичні, гідравлічні ті електричні приводи є найбільш поширеними у захватних пристроях. Двигун привода може бути розташованим, як на самому захваті, так і бути винесеним на іншу ланку робота.

В якості проміжних передач використовують важільні, клинові, зубчато-рейкові, гвинтові та інші передачі. По кількості використовуваних передач вони розділяються на прості ( з однією передачею ) та комбіновані



( з декількома передачами ). Затискні елементи розподіляються по формі і розмірах відповідно до характеристик утримуваних деталей.

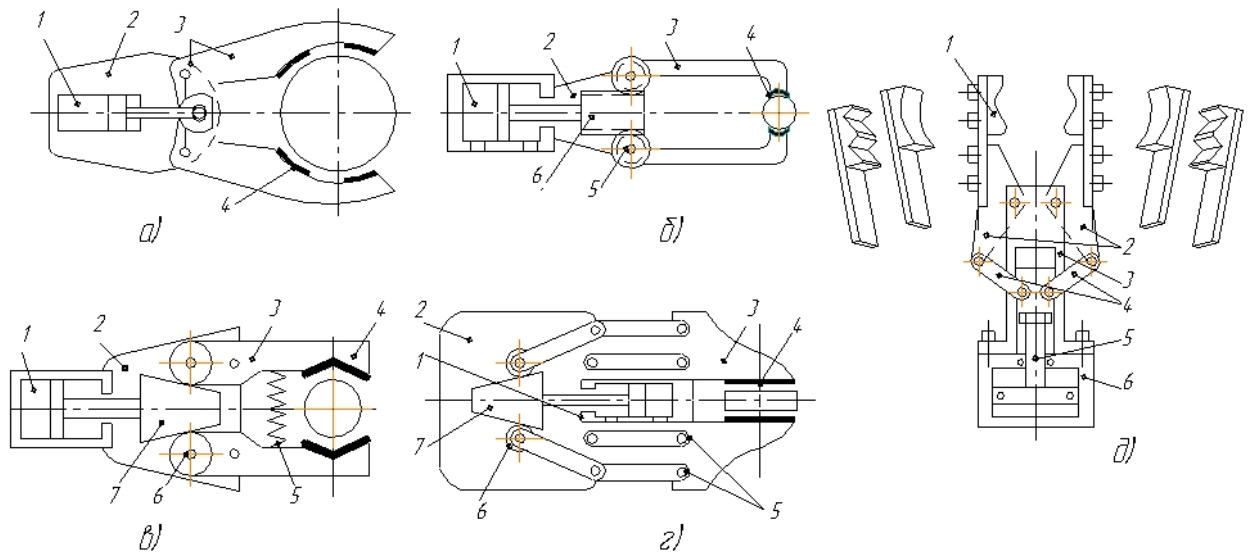


Рис. 1.4. Механічні захватні пристрої

Найбільш часто рух затискних елементів може бути поступальним чи обертовим.[2] Форма та розмір затискних елементів на пряму залежить від розмірів, ваги та місця застосування утримуваної деталі. Із найбільш типових механічних конструкцій захватних пристроїв можна виділити такі:

Захвати з пружно-силовим затиском деталей за рахунок деформації пружних ланок , тобто привод діє тільки на розтискання захвату, або взагалі без приводу.

Захвати з важільно-шарнірними механізмами (рис. 1.4, а). Поступальний рух штоку 1 перетворюється на обертовий рух затискних важелів 3.

Захвати із зубчасто-рейковою передачею (рис. 1.4, б). Поступальний рух шток-рейки 6, через зубчасті колеса 5 перетворюється на обертовий рух затискних важелів 3.

Захвати з клиновою передачею (рис. 1.4, в). Привод переміщує клин 7, який діє на ролики 6, тим самим розкриває затискні важелі 3.

Захвати з плоско-паралельним рухом затискних губок для утримання плоских деталей (рис. 1.4, г). Затиск деталі відбувається за допомогою плоско паралельного механізму, через клин 7.

Захвати зі змінними затискними елементами (губками) (рис. 1.4, д). Змінні губки 1 кріпляться до затискних важелів 2 болтами (також можна використовувати інші способи кріплення). Наявність змінних затискних елементів дозволяє зменшити час переналадки роботизованого комплексу, адже не потрібно змінювати увесь затискний пристрій, досить лише змінити губки.

Коли ми проектуємо захватний пристрій для робота який подає заготовки на верстат, то потрібно зважати на те, що він встановлює заготовку однієї форми і розмірів на верстат, а після обробки забирає деталь з іншими характеристиками. Потрібно прилаштовувати захват на такі потреби. У такій ситуації може допомогти захват (рис. 1.4, д), зі змінними затискними елементами, або використовувати двозахватний пристрій. Для деталей типу «вал» (деталі обертання) використовують пристрій (рис. 1.5, а), який дозволяє легко утримувати деталі із різним діаметром. Це досягається за допомогою спеціальних профільних губок.[2]

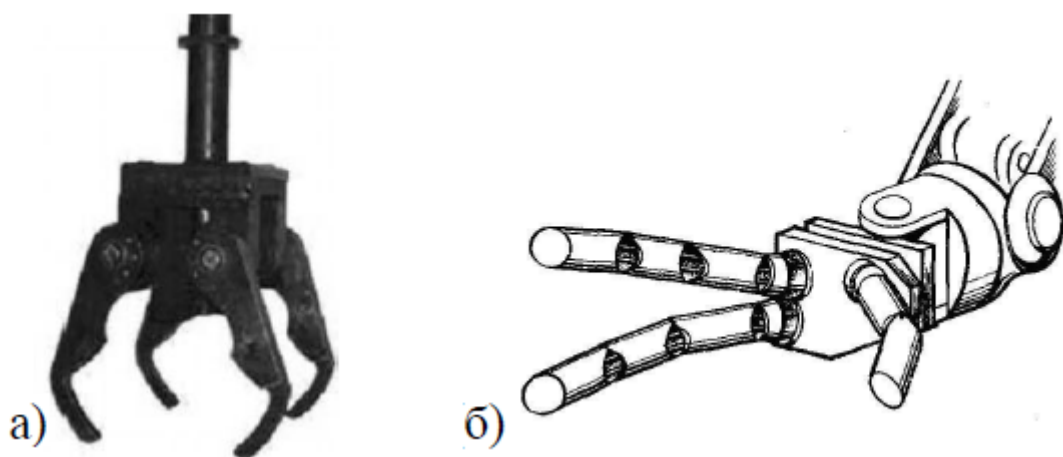


Рис. 1.5. Захватні пристрої: центруючий – а, пальцевий – б

Якщо деталь має велику довжину, то потрібно використовувати захват із двома парами затискних важелів. За допомогою захватних пристроїв можна виконувати різні операційні рухи. Для таких завдань найкраще підійде пальцевий захват (рис. 1.5, б). Він може замінити людські руки у важкодоступних місцях, або там де це небезпечно для нашого здоров'я. Також він може виконувати й прості стримувальні операції і вважається найбільш універсальним механічним захватом.

Приклади деяких типових захватних пристроїв промислових роботів:



Рис. 1.6.1. Конструкції захватних пристроїв, що розроблені кафедрою технології машинобудування КНТУ

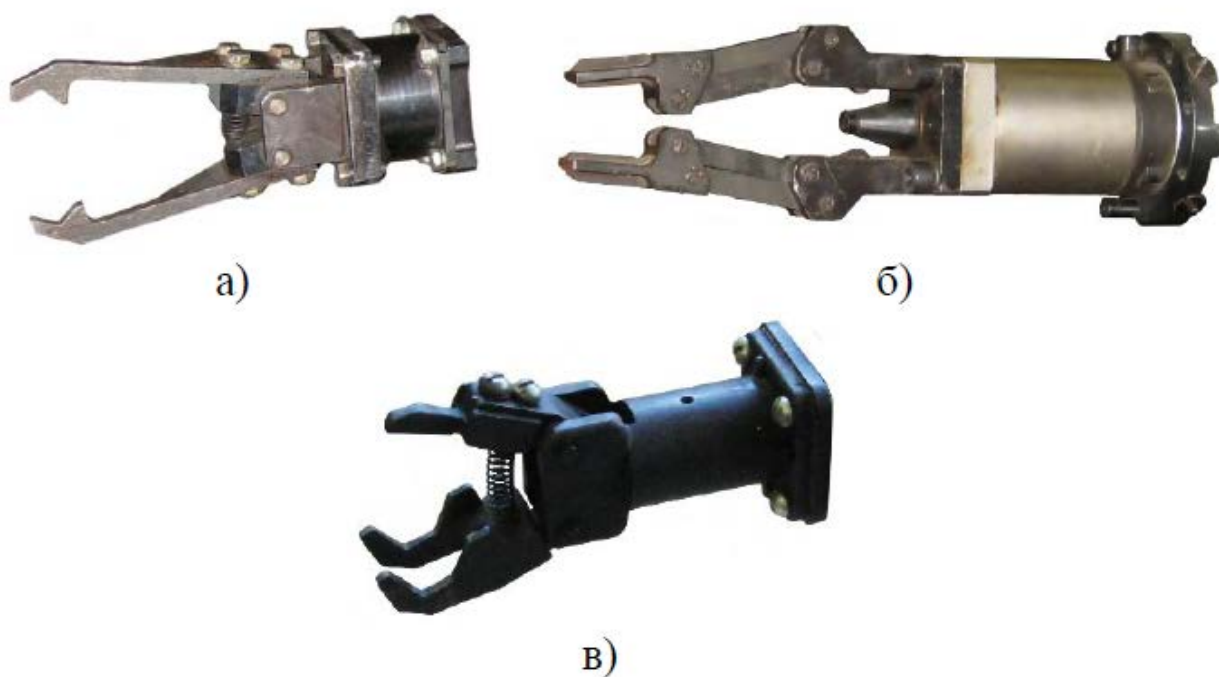


Рис. 1.6.2 - Типові конструкції механічних захватних пристроїв: а - промислового робота “Бриг-10”; б – промислового робота “Ритм-05”; в – промислового робота “РФ-202М”



Рис. 1.6.3. Захвати фірми MACK Corporation (США): а – двопальцевий захват; б, г – трипальцеві захвати; в – чотирипальцевий захват

## 1.4 Двозахватні пристрої промислових роботів

Щоб зменшити час переналадки та простоювання основного технічного обладнання роботизованих комплексів і для підвищення продуктивності їх роботи використовують двозахватні пристрої. За своїм конструктивним виконанням двозахватні пристрої промислових роботів є більш складними, а ніж одно захватні, тому доцільніше буде розглядати конструктивно кінематичну структуру разом із структурою самого промислового робота.

Прийняті позначення на структурі (рис. 1.7): МЗМ – механізм зміни захватів місцями, що реалізує степінь рухомості  $\eta_{zc}$ ; Л-ОМ – локально-операційний механізм, який реалізує локально операційні степені рухомості  $\eta_{zc}$ ; ЛДП – ланки двозахватного пристрою; ВЛ – вихідна ланка робота, до якої приєднується двозахватний пристрій.[2]

ВЛ, ЛДП і захвати мають чітке розміщення, тому їх послідовність позначена постійними лініями. МЗМ, Л-ОМ і кисті в конструкції двозахватного пристрою можуть мати різне розміщення, тому їх місця показані пунктирною лінією.

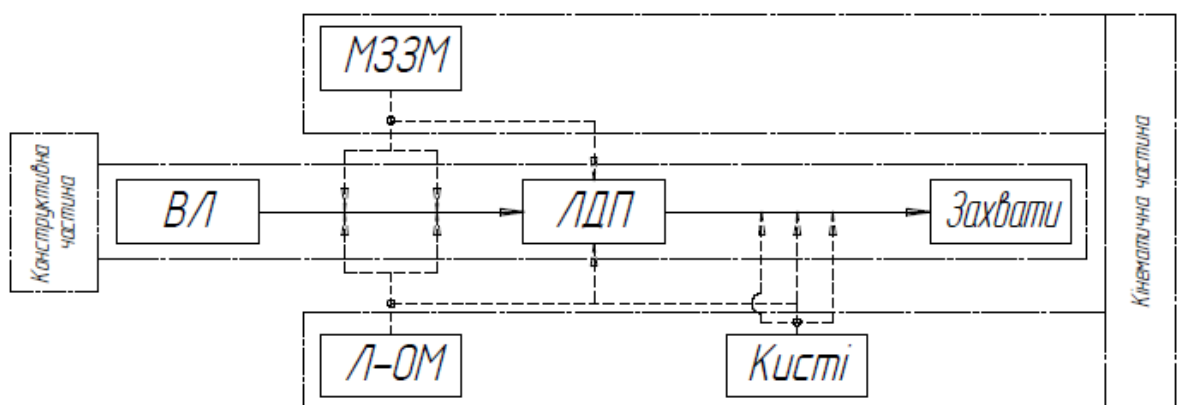


Рис. 1.7. Узагальнена структура будови двозахватних пристроїв роботів

Така структура показує усі особливості будови таких пристроїв та допомагає визначенню найсприятливіших варіантів їх виконання для різних випадків наладки та роботи РТК.

### 1.5 Приклади двозахватних пристроїв промислових роботів

У промислових роботах “Електроніка” та “РБ 242” двозахватні пристрої оснащені механізмами зміни захватів місцями, які реалізовані обертовими кінематичними парами (рис. 1.8.1).

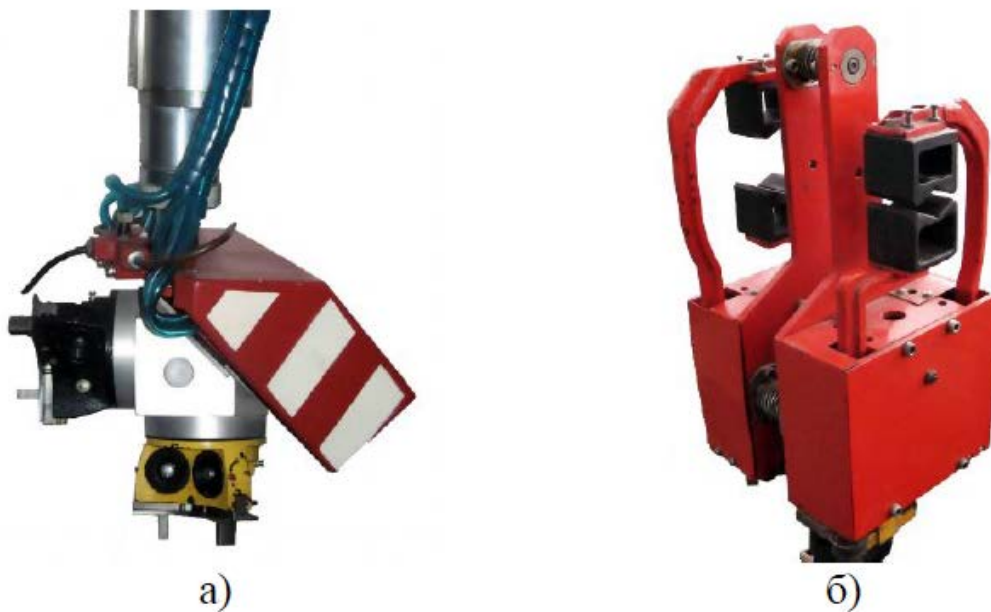


Рис. 1.8.1. Двозахватні пристрої: а – робота “Електроніка”; б – робота “РБ 242”



Рис. 1.8.2. Двозахватні пристрої, розроблені кафедрою технології машинобудування КНТУ

## 1.6 Кінематичні структури

На рисунку 1.9 схематично показаний робот Puma із 6 ступенями свободи, перші три ланки і суглоби несуть відповідальність за позиціонування робочого органа в потрібному положенні, в той час як останні три суглоби і ланки утворюють 3 ступеня свободи, що орієнтують робочий орган.

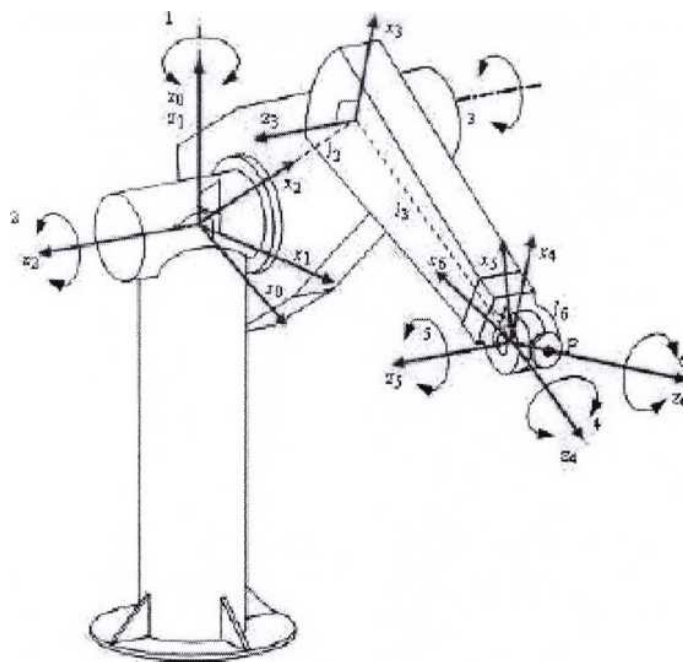




Рис. 1.9. Схема роботи Puma із 6 ступенями вільності (послідовна кінематична структура)

Традиційні 5-осеві обробні центри досягають аналогічної розв'язки шляхом поділу п'яти осей (трьох трансляційних осей і двох осей обертання) на дві групи осей. Одна група послідовно з'єднаних осей відповідає за позиціонування / орієнтацію робочого столу, який утримує заготовку, в той час як інша група осей переміщує / орієнтує шпиндель. На жаль, ця стратегія не може бути застосована для паралельних кінематичних структур через схожість ніг і їх паралельної роботи. Оскільки таке розв'язання двох функцій (позиціонування і орієнтація кінцевого робочого органу) не так просто зробити для паралельних кінематичних структур. Часткова розв'язка була зроблена Харібо і Шаріфом Уллах (2008) з використанням аксіоматичного підходу до проектування. З іншого боку, слід зазначити, що паралельні структури і до деякої міри гібридні структури можуть бути побудовані з ідентичних частин і модулів і, таким чином, добре пристосовані до адаптації в якості реконфігурованих машин (2006). Цей атрибут не має особливого ставлення до послідовних структурам, які складаються з осей, які складені один на одного, роблячи ланки і суглоби значно відрізняються за розміром і формою. [3]



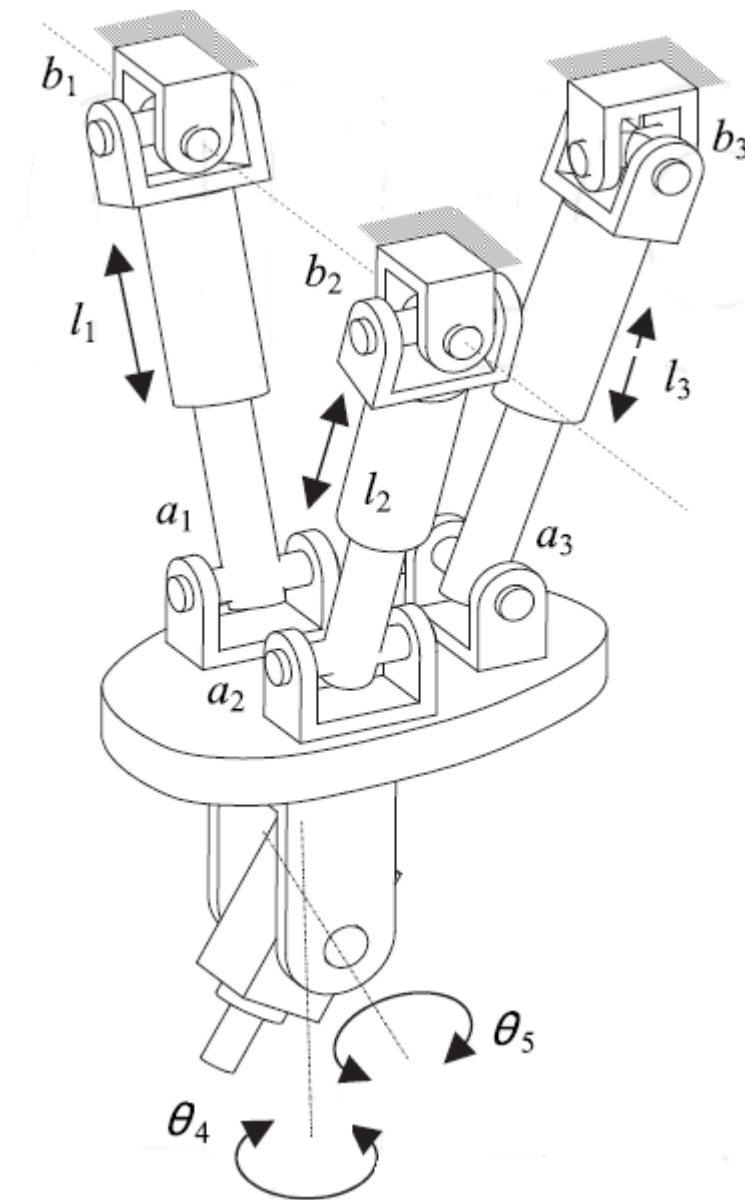


Рис. 1.9. Схема гібридного кінематичного механізму верстатів Exechon

Розглянемо аксіоматичну конструкцію для оцінки потенціалу 5-осної конструкції альтернативного гібридного механізму із трьохкомпонентної кінематичної структури та двохкомпонентного променезап'ясткового суглоба.

Аксіоматична конструкція являє собою структуровану методологію проектування, яка розроблена з метою поліпшення проектної діяльності шляхом встановлення критеріїв, за якими потенційні проекти можуть бути оцінені і розширені (1990). Загальні вимоги функції (ВФ) для запропонованого гібридного механізму можуть бути перераховані наступним чином. Механізм повинен 1) забезпечити необхідне позиціонування і

можливість орієнтації, 2) мати адекватні і послідовні переміщення по всій робочому простору, 3) мати хорошу жорсткість конструкції, 4) мати великий і добре профільований робочий простір. Конструктивні параметри (КП), які

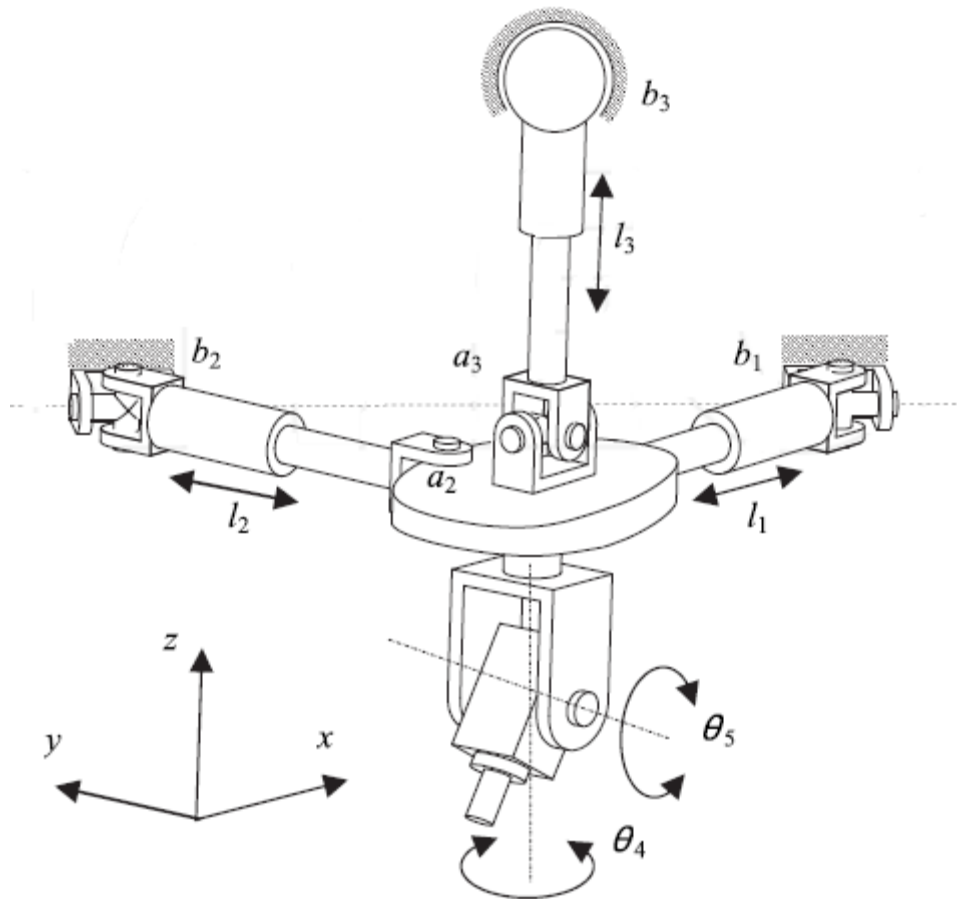


Рис. 1.11. Схема пропонованого механізму гібридних верстатів

можуть бути використані для досягнення вимог до функції щодо паралельної кінематичної частини механізму включають в себе 1) конфігурацію променезап'ясткового суглоба, 2) конфігурація паралельного кінематичного механізму, 3) типів торцевих з'єднань, 4) довжину ходу і середню довжину ніг (рис. 1.10).[3]

Також розглянемо альтернативну конструкцію механізму (рис. 1.11). Паралельна кінематична частина має три перпендикулярні стійки, коли механізм знаходиться в центрі робочої області, і складається з рухомої платформи і трьох висувних стійок. Як показано на рис. 1.11, перша стійка

жорстко з'єднана з платформою, яка, в свою чергу, з'єднана з двома іншими стійками через обертальні і універсальні шарніри. Розпірки підключені відповідно до рами машин через універсальні шарніри і сферичний шарнір. Кількість геометричних умов  $s$  дорівнює 2. Ці умови вимагають, щоб дві призматичні з'єднання  $I_1$  і  $I_2$  утворюють площину, і що вісь суглобу  $a_2$  перпендикулярна до цієї площини. Розрахунок рухливості, використовуючи рівняння (1.2) з урахуванням ( $s = 2$ ), рухливість механізму, буде  $M = 3$ .

$$M = 6(L - 1 - j) + \sum_{i=1}^j f_i + s \quad (1.2)$$

Для того, щоб досягти оптимальної конструкції, аксіоматична конструкція (ВФ) і (КП) згруповані ієрархічно. Проблема розробки також сформульована таким чином, що (ВФ) незалежні один від одного (для виконання Аксіоми незалежності), а (КП) роз'єднані принаймні, частково (для виконання інформаційної Аксіоми). Таким чином, стратегія дизайну спрямована для виконання ВФ, використовуючи незв'язані КП першими. На рис. 1.12, показані основні ВФ для гібридної конструкції кінематичного механізму, розташованого в ієрархічному порядку. Вимога фундаментальної функції (ВФ1 = позиціонування і можливість орієнтації) розділяється на дві незалежні функції вимог (ВФ11 і ВФ12), які можуть бути вирішені з використанням незалежних конструктивних параметрів. РШ2 розділяється на три функціональних вимог (ВФ121, ВФ122, ВФ123). Для заданої конфігурації паралельного кінематичного механізму, вимога до функції (ВФ121, ВФ122, ВФ123) може бути вирішено за допомогою наступних конструктивних параметрів:

КП121і: тип і-го торцевого шарніра платформи  $a_i$

КП122і: тип і-го базового кінцевого з'єднання  $b_i$

КП123і: хід і-ї ноги ( $l_{i-max} - l_{i-min}$ )

КП124і: середня довжина і-ї ноги ( $(l_{i-max} + l_{i-min}) / 2$ )

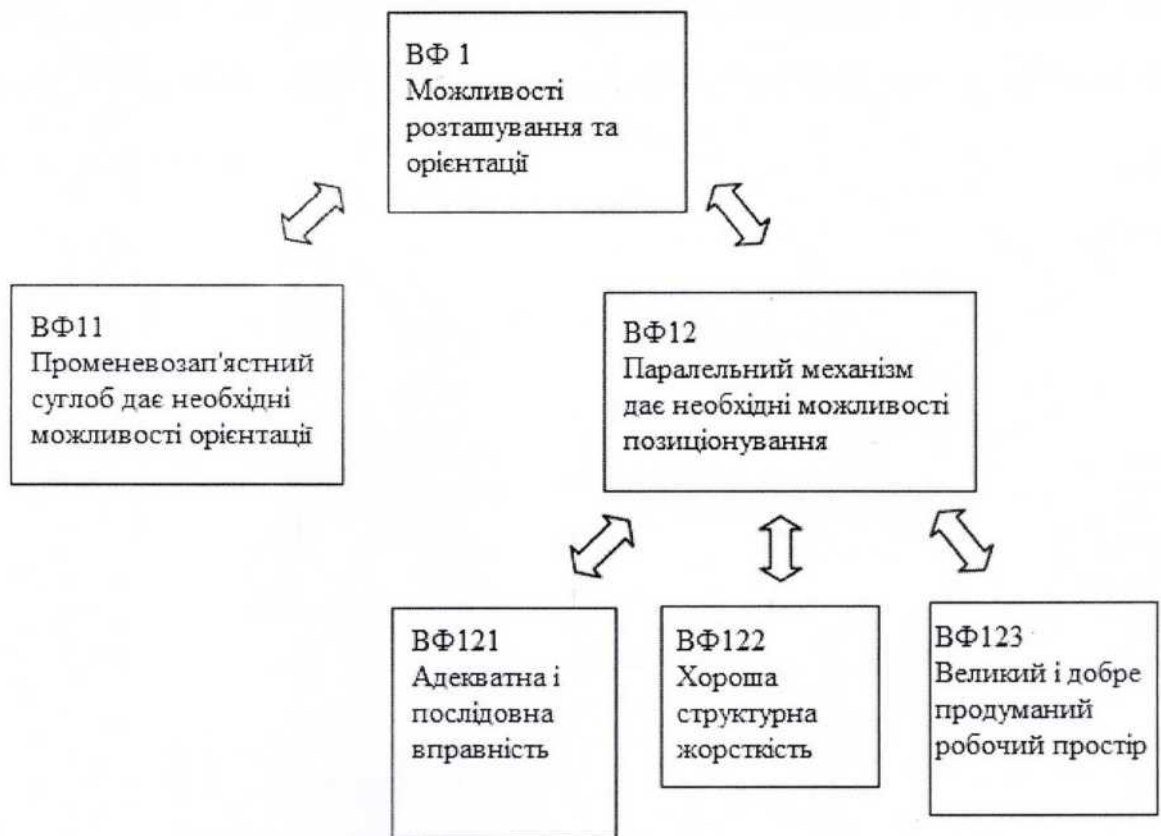


Рис. 1.12. Основні функції вимоги (ФВ) гібридної конструкції

Варто відзначити тут, що спільні осі нагадують п'ять осей верстата в центрі робочої області, і може бути збережений, щоб бути ближче до цієї ситуації шляхом належної конструкції і вибору ходу ніг і середньої довжини. Крім того, в якості альтернативної конфігурації, двохкомпонентних променевозап'ястних суглобів які утримують шпиндель також може бути замінений двохкомпонентним поворотним столом, передаючи відносний обертальний руху до заготовки.[3]

## 1.7 Мікроманіпуляційні системи

Найбільш перспективне використання пьезорезисторних датчиків, оснований на зміні електричного опору при механічних деформаціях чутливого шару датчика. Такий шар, виконаний по технології вакуумного

напилення на ізолювану підкладку, має досить малі габарити:  $1 \times 1 \times 0.02$  мм, а чутливість таких датчиків висока.

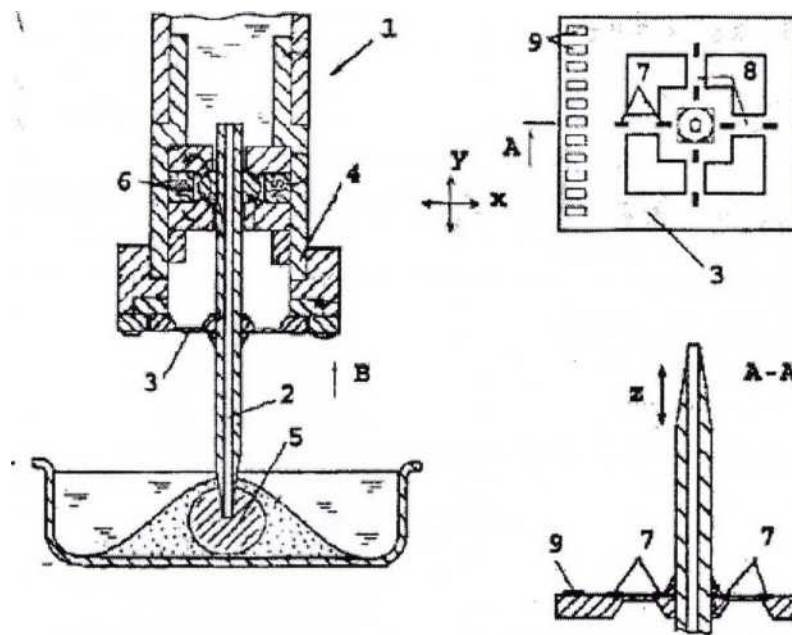


Рис. 1.13. Мікроманіпулятор з двох-координатним датчиком сили

На рис. 1.13, показано вихідну ланку 1 мікроманіпулятора, яка має мікропіпетку 2, закріплену у центрі хрестоподібної кремнієвої діафрагми 3. Гойдаючий рух мікропіпетки 2 у двох напрямках  $x$  та  $y$  відносно корпуса 4, яка взаємодіє з об'єктом 5, відбувається за допомогою двох-координатного електромагнітного приводу 6. Переміщення мікропіпетки 2 вздовж осі  $z$  виконується за рахунок переміщення корпуса 4. Двох-координатний датчик сили розміщується на діафрагмі 3 (у цих місцях згинальні деформації максимальні). Пьезорезисторні елементи 7 з'єднані електропровідними доріжками з аналого-цифровими перетворювачами сигналів 9. При відхиленні мікропіпетки 2 від осі  $z$  пьезорезисторні елементи 7 будуть отримувати різні деформації, у відношенні з якими їх омичні опори будуть змінюватись. Інформація від пьезорезисторних елементів 7 через аналого-цифрові перетворювачі 9 будуть надходити в систему управління, яка в свою чергу буде давати сигнал на двох-координатний електромагнітний привод.[4]

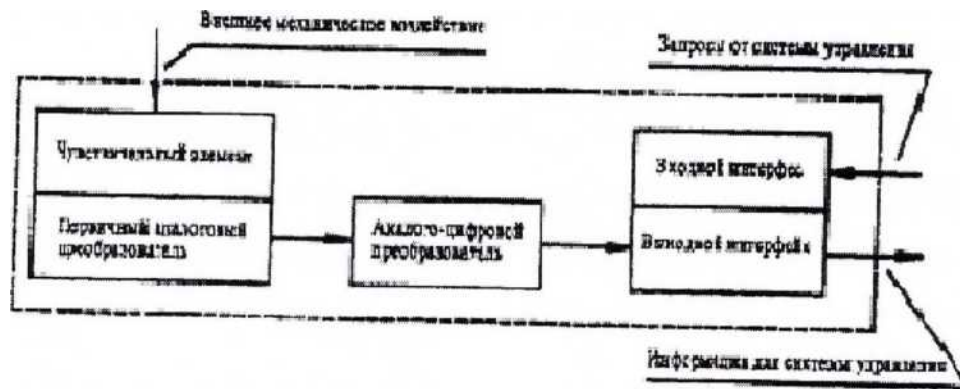


Рис. 1.14. Структурна схема мехатронного датчика мікромеханічного переміщення

Як було зазначено, для належної роботи мікроманіпулятора (ММ) у цілому сигнали від датчиків зворотнього зв'язку повинні передаватися у двійковому коді. Відповідно до цих вимог структура мехатронного датчика може бути наступною (рис. 1.14). Зовнішній механічний вплив (сила, тис, деформація) діють на чутливий елемент, який перетворює його в електричний сигнал. Чутливий елемент безпосередньо зв'язаний первинним аналоговим сигналом перетворювачем, який посилює електричний сигнал до рівня, необхідного для нормальної роботи аналого-цифрового перетворювача. Оцифрований електричний сигнал надходить на вихідний інтерфейс, який накопичує і адаптує цифрову інформацію для подальшої передачі його в систему управління.

Під час періодичного опитування мехатронних датчиків усієї ММ запит на розглядуваний датчик надходить на вихідний інтерфейс, який відкриває канал для отримання інформації від вихідного інтерфейсу. Для зменшення габаритів мехатронних модулів ММ сигнали від системи управління і зворотні йдуть по одній ширині.

Оснащення ММ мехатронними датчиками дозволяє вводити в систему управління інформацію про зовнішні впливи різної фізичної природи. В цьому випадку стають ефективними методи адаптивного управління і методи, основані на нечіткій логіці, для втілення яких використовують

процеси із вагомими асоціативними правилами. [4]

При використанні системи важелів, зв'язаних пружними шарнірами, можливо отримати змінення напрямку переміщення вихідної ланки, а також збільшення переміщення на більше ніж у 8... 10 разів. Компактний пристрій

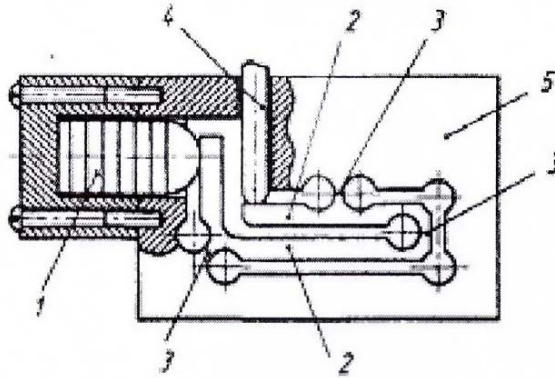


Рис. 1.15. Компактний пристрій з системою пружних шарнірів та важелів

з системою пружних шарнірів та важелів (рис. 1.15) складається з з'єднаного п'єзо-перетворювача (ЗПП) 1, двох важелів 2, трьох шарнірів 3, вихідної ланки 4, з'єднаних у корпусі 5. Великий коефіцієнт мультиплікації можна отримати, у тому випадку, коли сили опору зі сторони навантаженні вкрай малі (наприклад, при повороті скануючих дзеркал із малими швидкостями і малими динамічними впливами).



## **2. Розробка дослідних зразків спеціального оснащення промислового робота**

### **2.1. Установка для контролю точності геометрії куль з карбіду бора**

Кулі, з карбіду бора використовуються у прецизійних конструкціях Деталей машин, таких як підшипники кочення підвищеної точності. Такі підшипники використовуються у машинах як один із основних видів опор. Для контролю геометрії куль із карбіду бора на кафедрі Конструювання верстатів і машин була створена спеціальна вимірювальна установка (рис.м2.1).

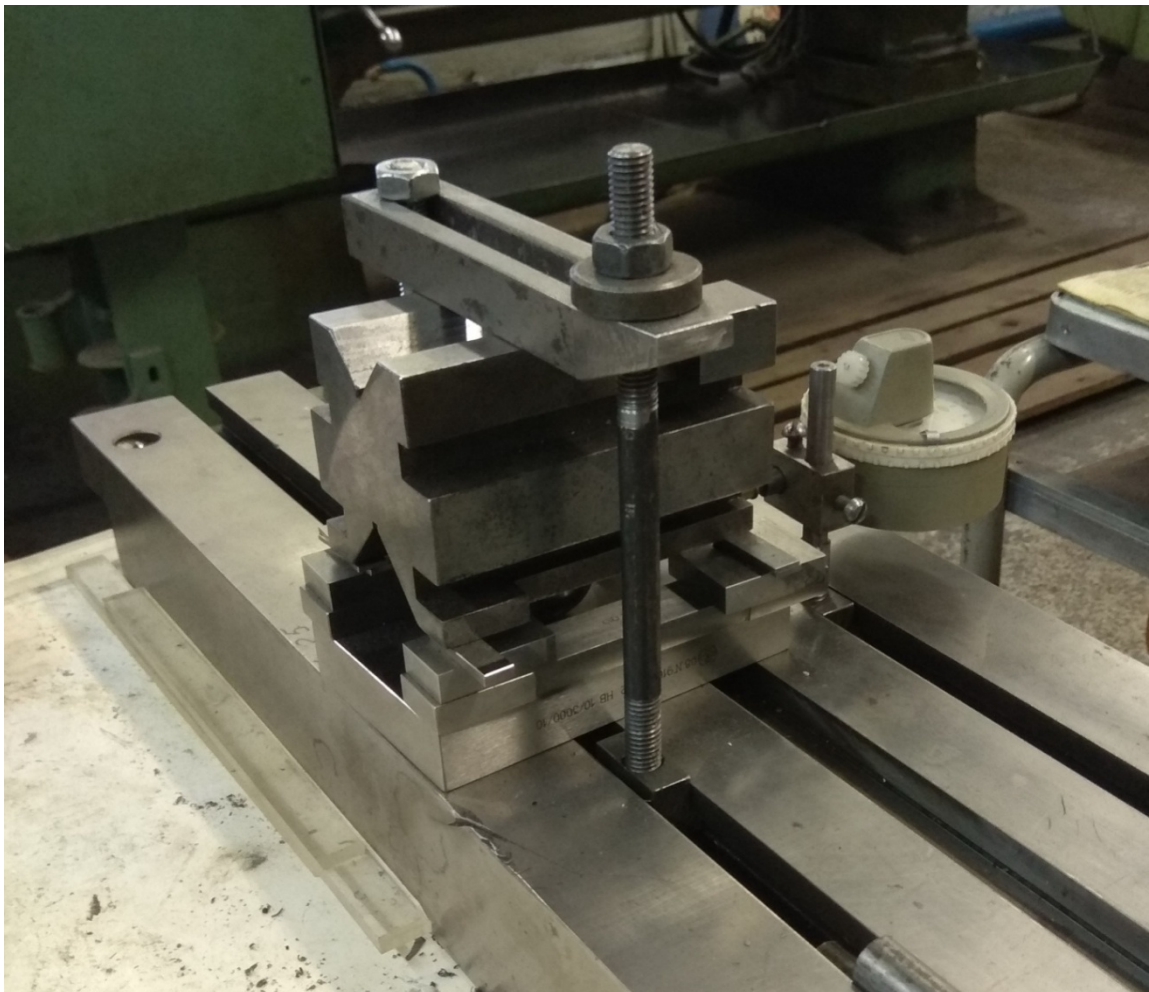


Рис. 2.1. Установка для вимірювання реальної геометрії куль



На схемі установки (рис. 2.2) показано максимальні та мінімальні положення та діаметри кулі в установці. Граничні положення кулі базуються відносно торця де встановлюється вимірювальний пристрій, у нашому випадку індикатор годинникового типу.

Установка включає силову плиту 2 на якій базується мірна плита 5. Однією із найважливіших складових установки є призма 1, необхідний кут нахилу між призмою 1 та мірною плитою 5 регулюється кінцевими мірами довжини 3. Отриманий кут нахилу між призмою та мірною плитою забезпечую клиновидний отвір. Значення цього кута дуже маленьке, що дає змогу провести виміри реальної геометрії кулі загальне відхилення від сферичності якої становить порядку 1 мкм.

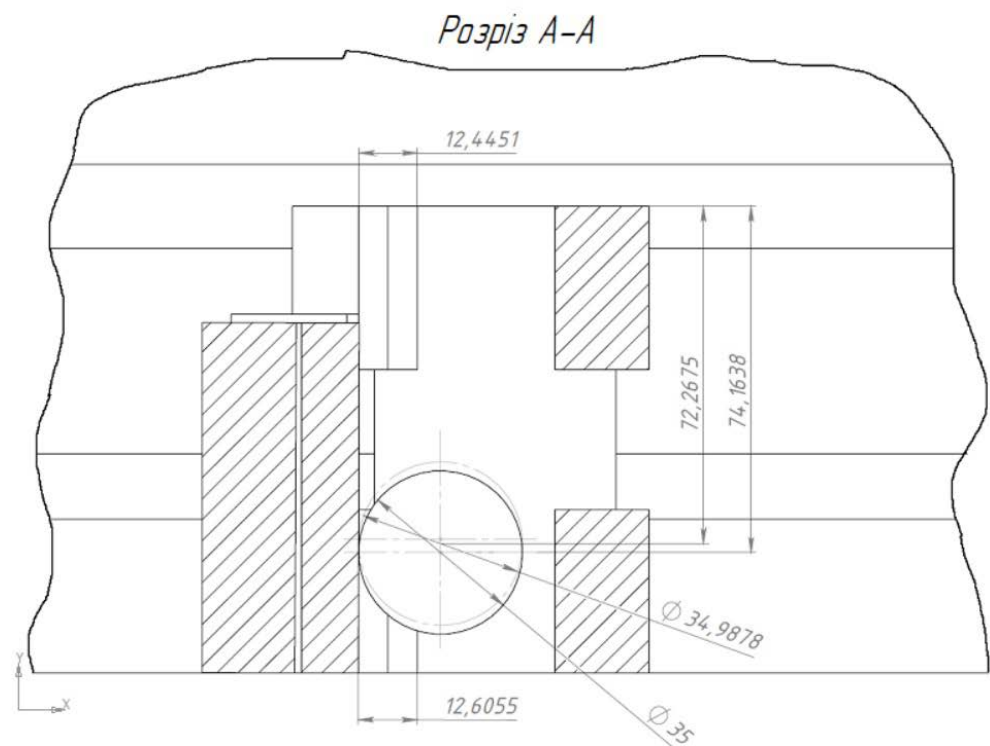
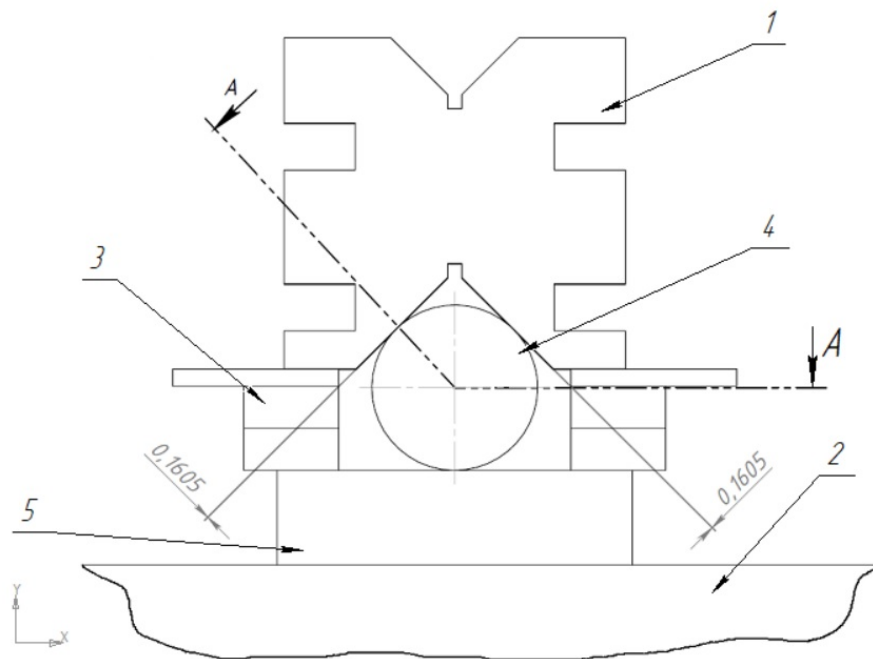


Рис. 2.2. Схема установки

Для розроблення установки створена твердотільна модель у середовищі SolidWorks (рис. 2.3).

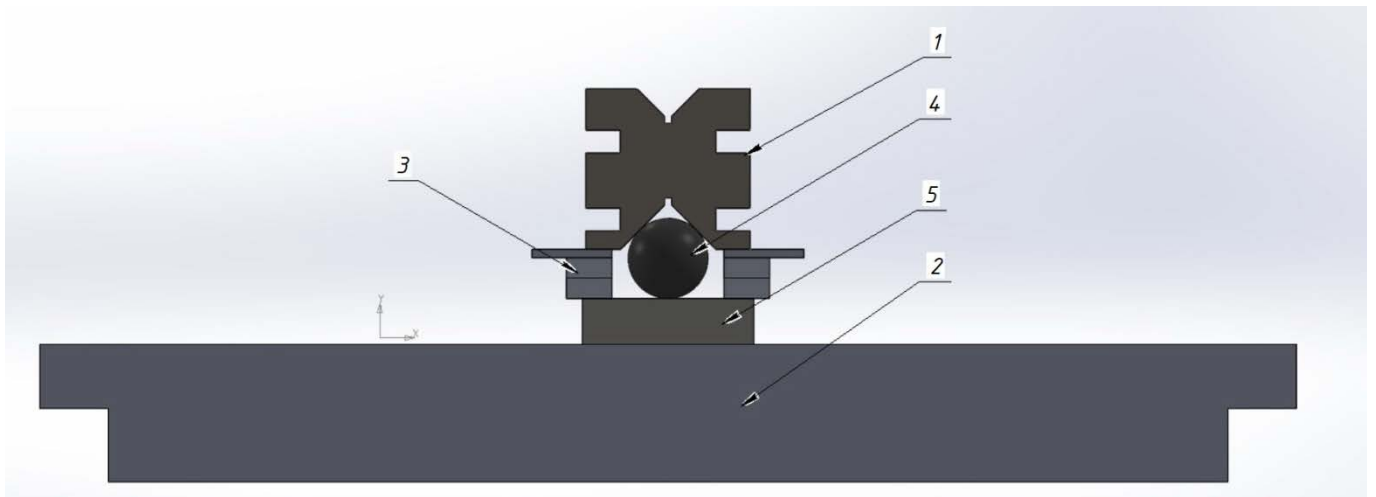


Рис. 2.3. Твердотільна модель

Складові частини установки кріпляться до силової плити за допомогою траверси (рис. 2.4). В останній паз встановлюється кріплення для вимірювального пристрою, у нашому випадку індикатор годинникового типу.

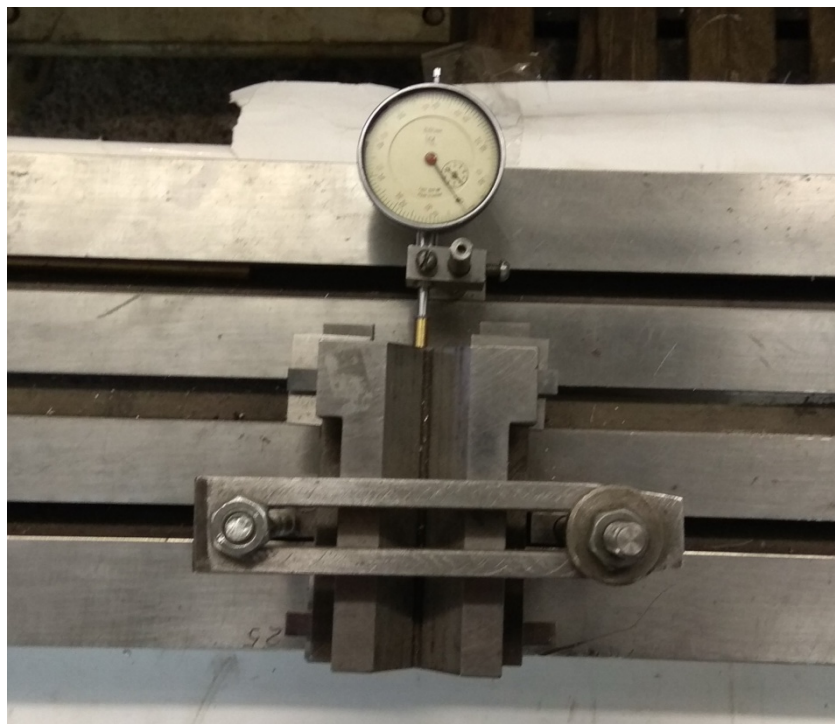


Рис. 2.4. Установка із траверсою та індикатором

Для проведення вимірів потрібно визначити координати 24-х точок на поверхні цієї кулі. Точки розташовані із кроком 45 градусів (рис. 2.5).

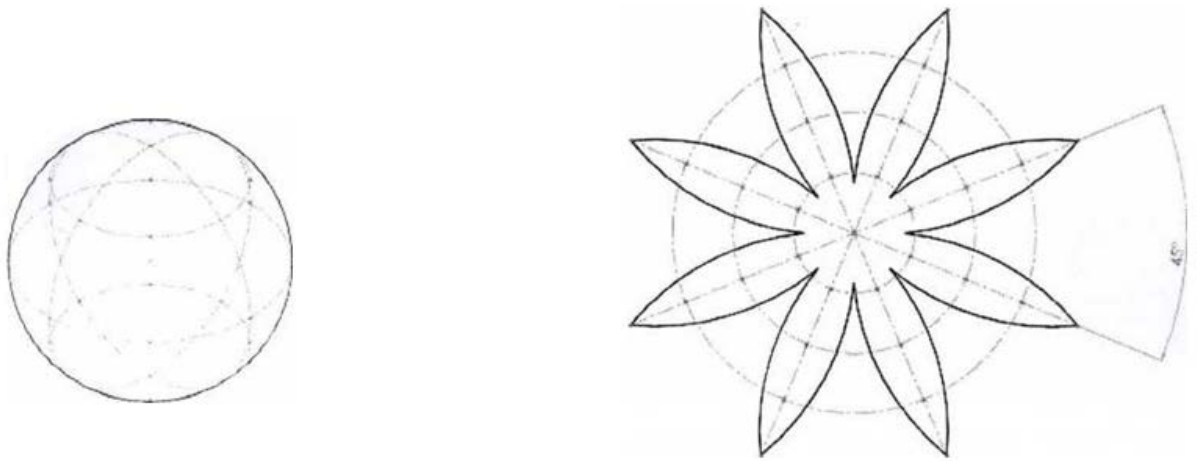


Рис. 2.5. Схематичне зображення розташування точок виміру

Для аналізу усієї кулі проведемо один цикл вимірювання. Спеціальний схват забирає кулю із вакуумної підставки. Опускає кулю в установку та відпускає її. Куля під дією гравітаційних сил входить у клиновидний отвір. Із мікронного індикатора (рис. 2.6) знімаємо значення, після цього схват дістає кулю із клиновидного отвору повертається на 45 градусів та встановлює кулю на вакуумну підставку. Після цього виміри повторюються 23 рази.

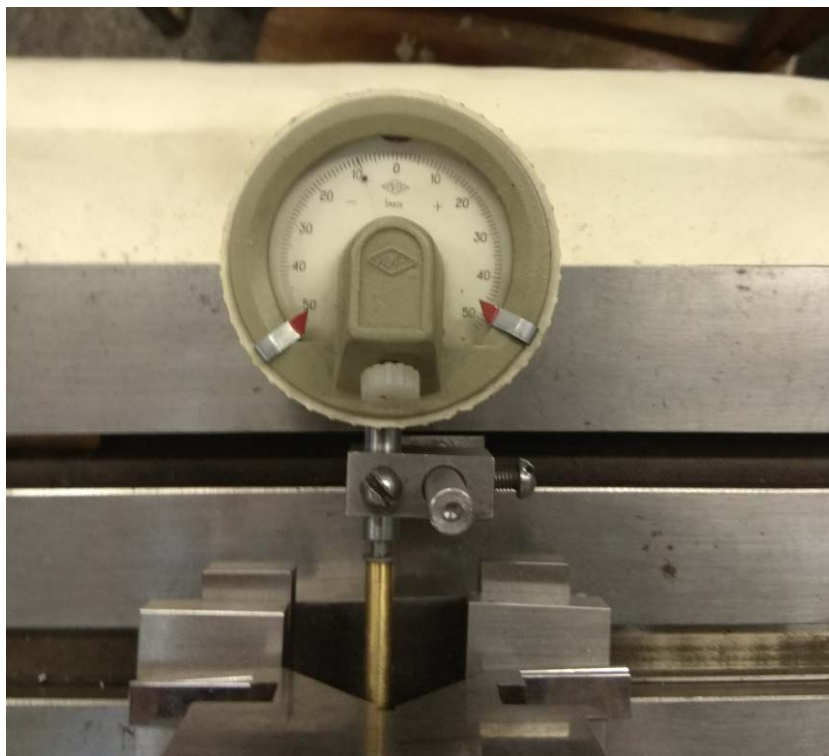


Рис. 2.6. Мікронний індикатор

Вимірювальні кулі, з використовуються у таких прецизійних конструкціях Деталей машин, як підшипники кочення підвищеної точності. Розглянемо приклад теоретичний розрахунок контакту кулі із поверхнею підшипника у опорі шпинделі станка.

Працеспроможність станків у значній мірі визначається точністю обертання шпинделя, статичною та динамічною жорсткістю шпиндельного вузла, гранично допустимими числами обертів, нагрівом, несучою спроможністю та довговічністю підшипників. Виконано теоретичні дослідження впливу похибок тіл кочення на параметри кінематичної точності шпинделя. Точність обертання шпинделя виявляється важливою характеристикою шпиндельного вузла, в значній мірі визначаючою точність обробки деталей на станку. У шпиндельних вузлах на опорах кочення точність обертання залежить від точності виготовлення підшипників і спряжених з підшипниками деталей шпиндельного вузла, від якості монтажу, від регулювання підшипників (розміру зазору-натягу) і від числа обертів шпинделя. Передня опора шпинделя має два підшипника, які встановлені з попереднім натягом .

Застосування радіально-упорних кулькових підшипників в передній опорі пов'язано з низькою несучою спроможністю і жорсткістю вузла і тому доцільне головним чином у легко навантажених фрезерних станків. Осьовий зазор підшипників в опорі регулюється підбором прокладок, що розміщені між торцями переднього фланця та корпусу. В передню опору шпинделя вмонтовані два радіально-упорних кулькових підшипників. Підшипники працюють при циркуляційному навантаженні, так як діюча на підшипник результуюче радіальне навантаження сприймається і передається тілам кочення в процесі обертання доріжки кочення послідовно всій посадочній поверхні корпусу. Рекомендовані довідниками посадки підшипників для шпинделів металорізальних верстатів з циркуляційним навантаженням : на вал — к5, т5, в корпус — К5, М5. Підшипники встановлюються на шпиндель

по посадці т5, а в корпус по посадці К5. Таким чином підшипник на шпинделі встановлений з натягом, а корпусі з зазором.

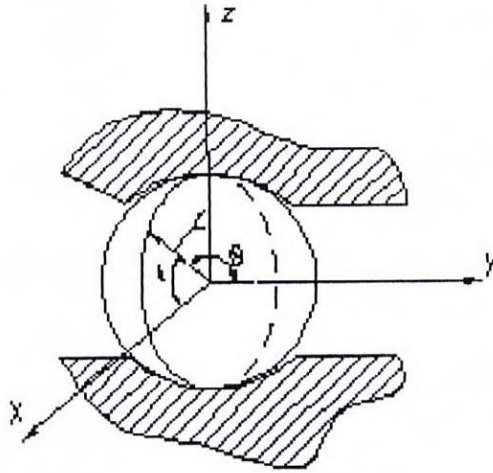


Рис. 2.7. Геометричні параметри підшипника передньої опори

Підшипник має двадцять тіл кочення діаметром 10,26 мм, їх реальна поверхня являє собою сферу із невеликими відхиленнями від сферичності. Геометричні розміри реальної поверхні описані сферичними гармоніками.

В сферичні гармоніки входять приєднані функції Лежандра які залежать від і поліномів Лежандра. Для знаходження цих поліномів розв'яжемо диференціальне рівняння сферичної функції.

Диференціальне рівняння для сферичної функції порядку має вигляд:

$$n(n+1)Y_n(\theta, \lambda) + \frac{1}{\sin\theta} \frac{\partial}{\partial\theta} \left( \sin\theta \frac{\partial Y_n(\theta, \lambda)}{\partial\theta} \right) + \frac{1}{\sin^2\theta} \frac{\partial^2 Y_n(\theta, \lambda)}{\partial\lambda^2} = 0 \quad (2.1)$$

Проінтегруємо диференціальне рівняння. Замінемо змінну  $\cos\theta$  на  $t$ , тоді  $dt = -\sin\theta d\theta$ . Диференційне рівняння має вигляд:

$$n(n+1)Y_n(t, \lambda) + \frac{\partial}{\partial t} \left[ (1-t^2) \frac{\partial Y_n(t, \lambda)}{\partial t} \right] + \frac{1}{1-t^2} \frac{\partial^2 Y_n(t, \lambda)}{\partial\lambda^2} = 0 \quad (2.2)$$

Знайдемо рішення цього рівняння у вигляді  $Y_n(t, \lambda) = P(t)Q(\lambda)$ . Бачимо, що перші два члена залежать тільки від  $t$ , а останній - тільки від  $\lambda$ .

Для того, щоб рівняння виконувалось для різних  $t$  и  $\lambda$ , необхідно, щоб ці функції виродились в константи.

Наприклад:

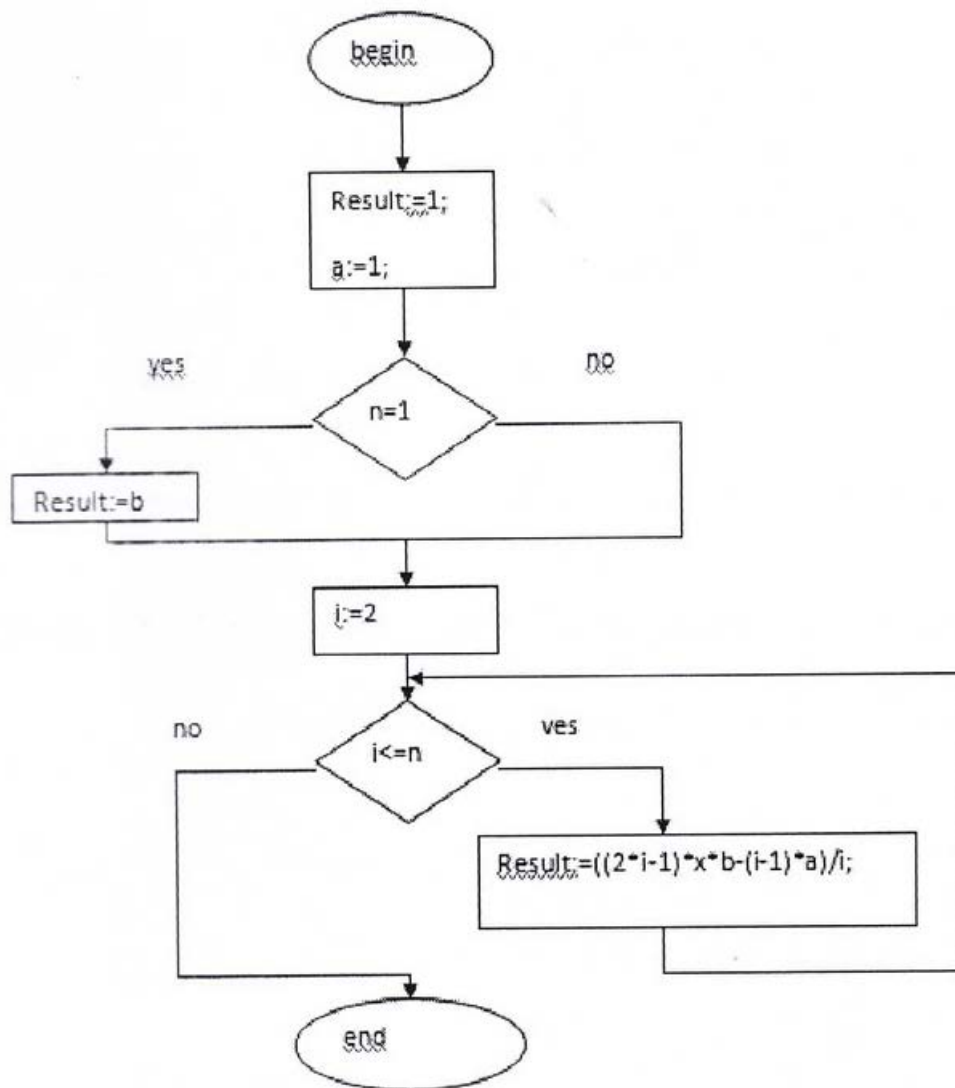
$$(1 - t^2) \left[ n(n + 1) + \frac{1}{P(t)} \frac{d}{dt} \left( \left( 1 - t^2 \frac{dP(t)}{dt} \right) \right) \right] = m^2 \quad (2.3)$$

$$\frac{1}{Q(\lambda)} \frac{\partial^2 Q(\lambda)}{\partial \lambda^2} = -m^2$$

Розв'язок першого з приведених рівнянь, залежить як від постійної  $m$ , так і від постійної  $n$ . Означивши рішення через  $P_{nm}(t)$ , отримаємо:

$$\left( n(n + 1) - \frac{m^2}{1 - t^2} \right) P_{nm}(t) + \frac{d}{dt} \left( (1 - t^2) \frac{dP_{nm}(t)}{dt} \right) = 0 \quad (2.4)$$

Функція  $P_{nm}(t)$  при цілочисельних значеннях  $m$  носить назву приєднаної (асоціативної) функції Лежандра. У випадку  $m=0$ , ці функції стають поліномами, які називаються поліномами Лежандра. Вважаючи, що  $m=0$ , отримаємо диференціальне рівняння для поліномів Лежандра:



$$n(n+1)P_n(t) + \frac{d}{dt} \left( (1-t^2) \frac{dP_n(t)}{dt} \right) = 0 \quad (2.5)$$

Складемо алгоритм для обчислення поліномів Лежандра в заданій точці  $x$ , а також коефіцієнтів поліномів Лежандра, який застосовується у математичному пакеті MathCad.

Для обчислення поліномів Лежандра застосуємо математичний пакет MathCad. Як приклад візьмемо поліноми з різним значенням змінної  $n$ .

Приклад:



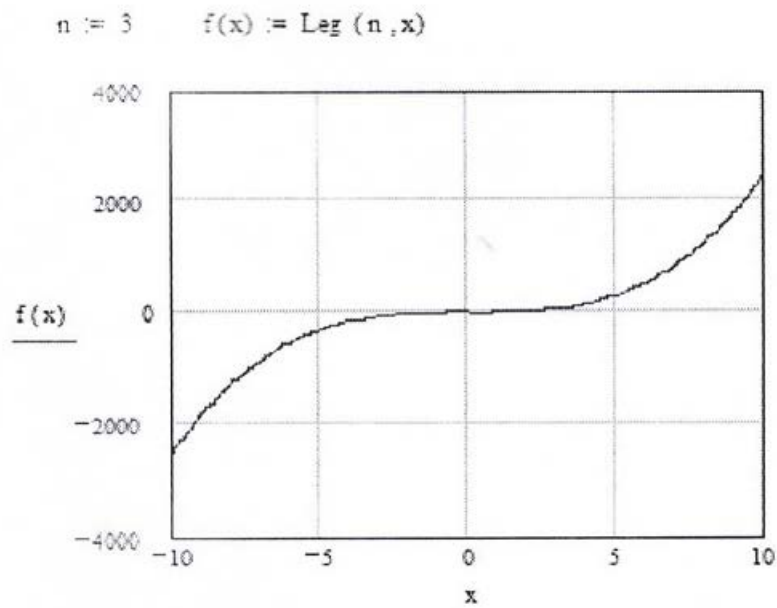


Рис. 2.8. Графік функції Лежандра при  $n=3$  (парна)

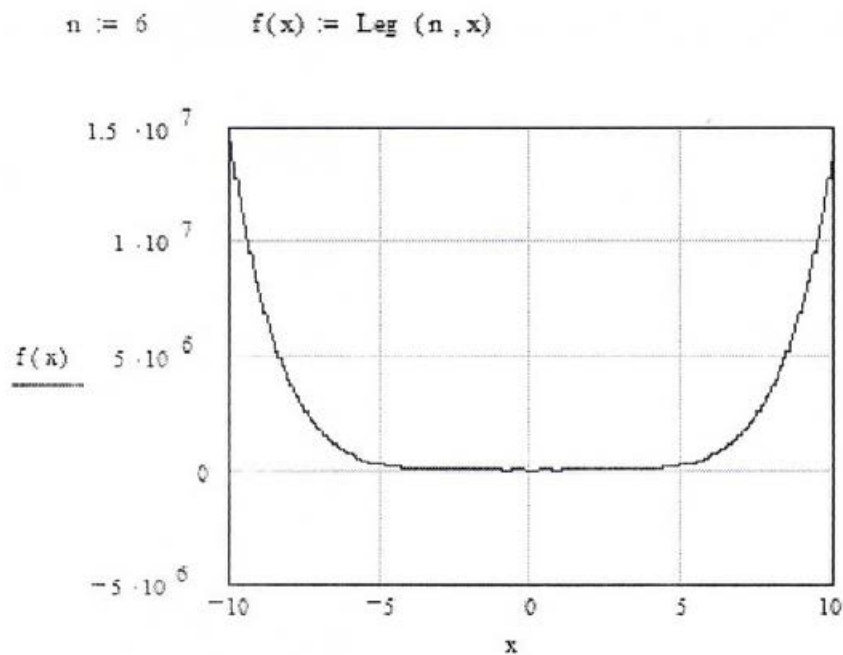


Рис. 2.9. Графік функції Лежандра при  $n=6$  (не парна)

В теорії спеціальних функцій властивості функцій і поліномів Лежандра достатньо добре вивчені. Приєднанні функції Лежандра і поліноми Лежандра пов'язані між собою відношенням:

$$P_n(t) = (1 - t^2)^{\frac{m}{2}} \frac{d^m P_n(t)}{dt^m} \quad (2.6)$$

Порядок похідної  $m$  не може бути більше ступеня  $n$  полінома Лежандра. З цієї причини постійні  $n$  и  $m$  називають ступенем і порядком сферичної функції.

Приклад:

$m := 3$       $n := 3$

$$P(n, m, x) := (-1)^m \cdot (1 - x^2)^{\frac{m}{2}} \cdot \frac{d^m}{dx^m} \text{Leg}(n, x)$$

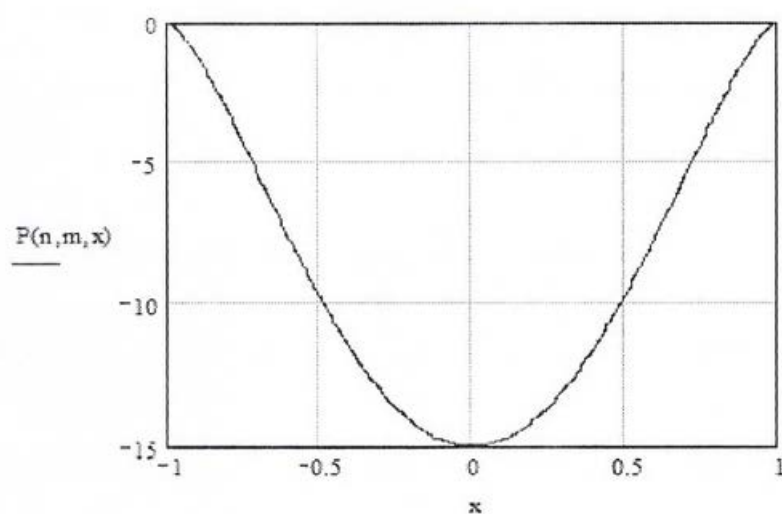


Рис. 2.10. Графік функції Лежандра при  $n=3$ ,  $m=3$

$m := 2$       $n := 3$

$$P(n, m, x) := (-1)^m \cdot (1 - x^2)^{\frac{m}{2}} \cdot \frac{d^m}{dx^m} \text{Leg}(n, x)$$

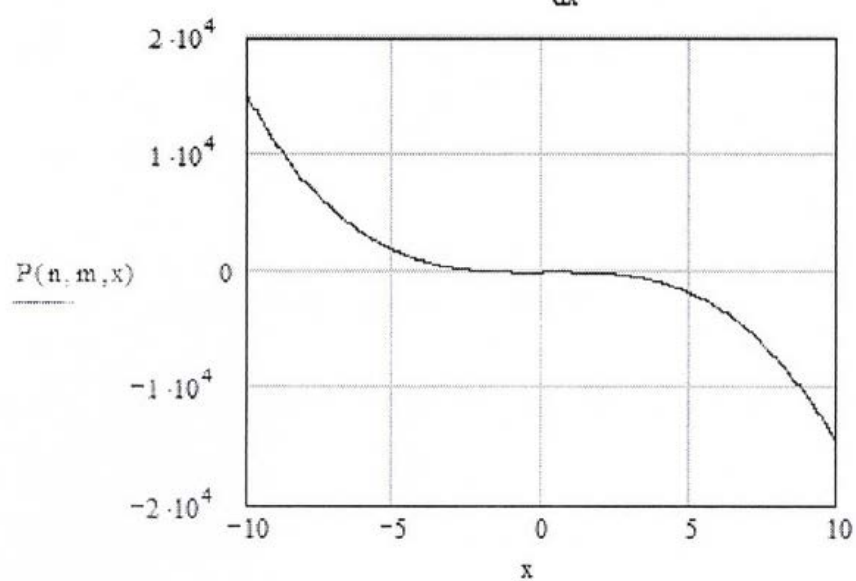


Рис. 2.11. Графік функції Лежандра при  $n=3, m=2$

Кінцевий вигляд рішення диференціального рівняння для сферичних функцій, яке описує відхилення поверхні від сферичності запишемо у вигляді формули (2.7).

$$Y_n(\theta, \lambda) = \sum_{m=0}^n (A_{nm} \cos m\lambda + B_{nm} \sin m\lambda) P_{nm}(\cos\theta) \quad (2.7)$$

Застосовуючи математичний пакет MathCad знайдемо графік сферичної функції, яка описує геометричні розміри реальної поверхні радіальноупорних кулькових підшипників передньої опори шпинделя, а саме відхилення від номінального значення діаметра кульки у перерізі площиною під кутом  $\lambda$  (рис. 2.12 – 2.15).

$$\begin{aligned} B(n, m) &:= 0.00001 & A(n, m) &:= 0.00002 & \lambda &:= 0 \\ Y(n, \theta, \lambda) &:= 18,26 \\ &+ \sum_{m=0}^n [(A(n, m) \cos(m\lambda) + B(n, m) \sin(m\lambda)) P(n, m, \cos(\theta))] \end{aligned}$$

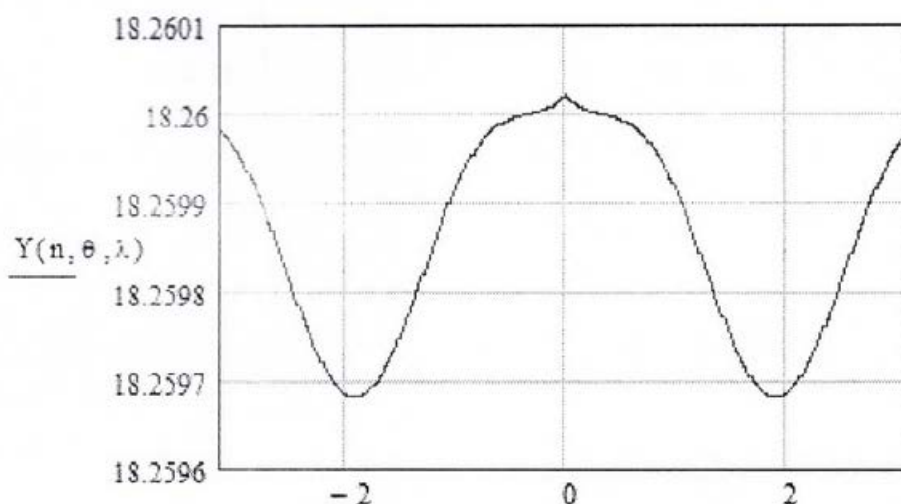


Рис. 2.12. Графік сферичної функції при змінній  $\Theta$  і постійній  $\lambda=0$

$$B(n, m) := 0.00001 \quad A(n, m) := 0.00002 \quad \lambda := \frac{\pi}{8}$$

$$Y(n, \theta, \lambda) := 18,26$$

$$+ \sum_{m=0}^n [(A(n, m) \cos(m\lambda) + B(n, m) \sin(m\lambda))P(n, m, \cos(\theta))]$$

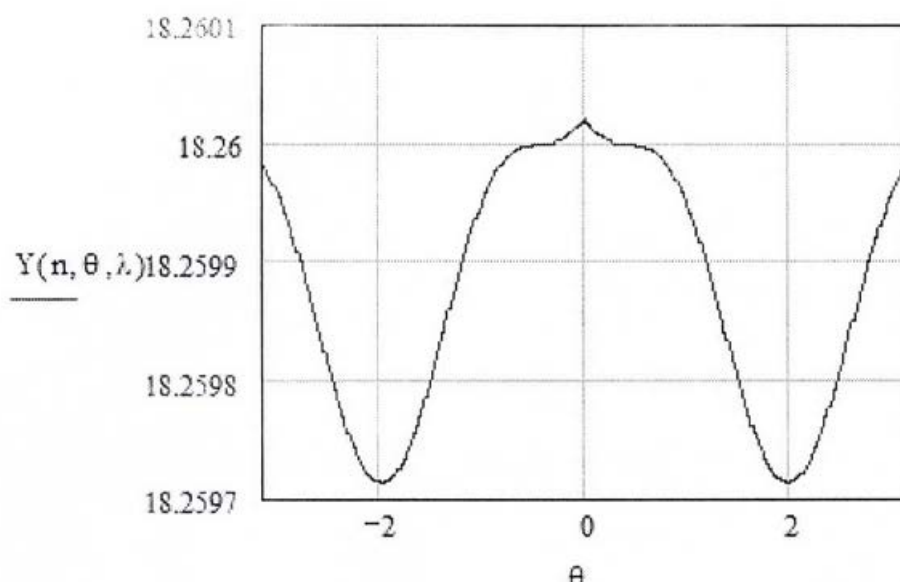


Рис. 2.13. Графік сферичної функції при змінній  $\Theta$  і постійній  $\lambda = \pi/8$

$$B(n, m) := 0.00001 \quad A(n, m) := 0.00002 \quad \lambda := \frac{\pi}{6}$$

$$Y(n, \theta, \lambda) := 18,26$$

$$+ \sum_{m=0}^n [(A(n, m) \cos(m\lambda) + B(n, m) \sin(m\lambda))P(n, m, \cos(\theta))]$$

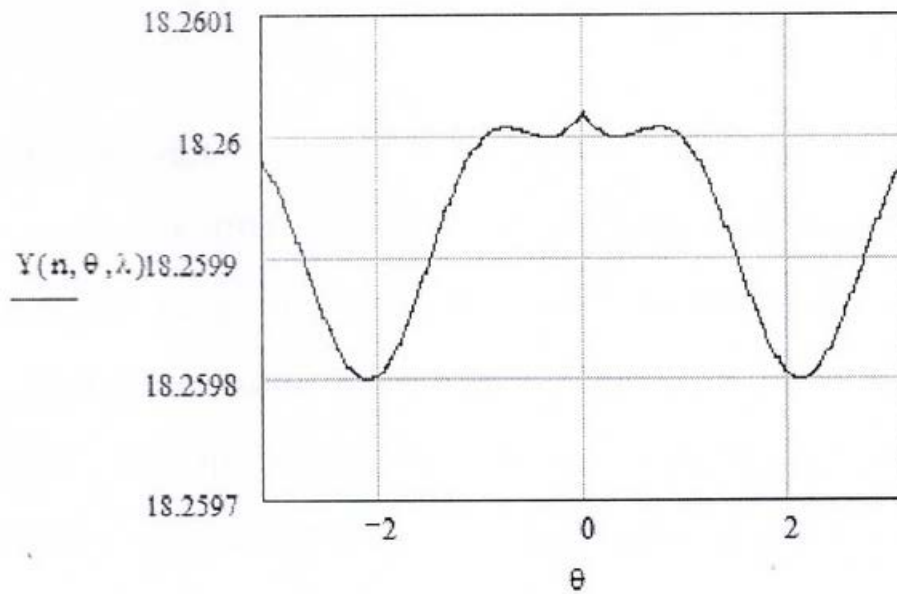


Рис. 2.14. Графік сферичної функції при змінній  $\Theta$  і постійній  $\lambda = \pi/6$

$$B(n, m) := 0.00001 \quad A(n, m) := 0.00002 \quad \lambda := \frac{\pi}{4}$$

$$Y(n, \theta, \lambda) := 18.26$$

$$+ \sum_{m=0}^n [(A(n, m) \cos(m\lambda) + B(n, m) \sin(m\lambda))P(n, m, \cos(\theta))]$$

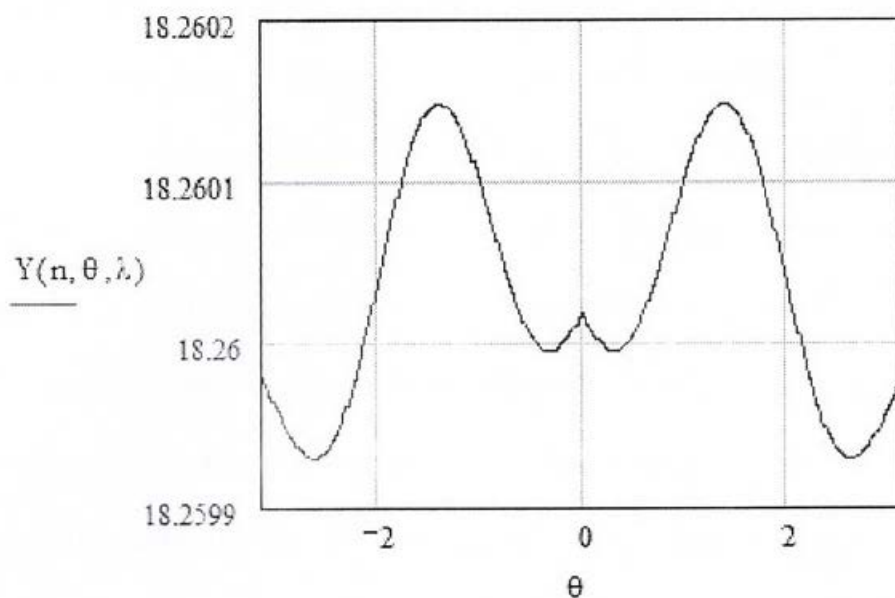


Рис. 2.15. Графік сферичної функції при змінній  $\Theta$  і постійній  $\lambda = \pi/4$

Аналізуючи отримані графіки ми бачимо, що вони носять

синусоїдальний характер. Відхилення складають близько 4 мкм.

## 2.2 Спеціальний схват промислового робота для вимірювання реальної геометрії куль

Як наголошувалось вище, для проведення дослідів на вимірювальній установці потрібен спеціальний схват. Було проведено патентно інформаційний пошук на основі якого був розроблений спеціальний схват промислового робота для контролю реальної геометрії куль (рис. 2.16).

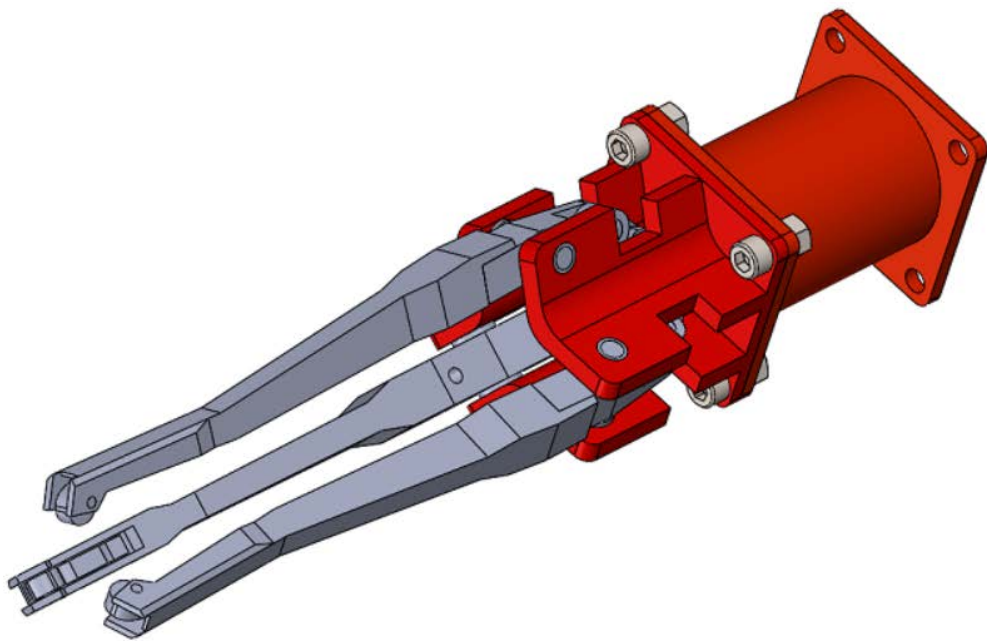


Рис. 2.16. Спеціальний схват

Під час розробки схвату були поставлені наступні вимоги до конструкції: компактність, підвищені точнісні та силові характеристики. Такі вимоги забезпечують точність вимірювання, а також можливість застосування даної конструкції на інших вимірювальних стендах.

Складається схват (рис. 2.17) з пневмоциліндра 1, в якому розміщений поршень 2 зі штоком 3, та приєднаних до штока затискних важелів 4 із затискними губками 5, у які встановлені ексцентрики 6. Вихідне положення важелів 4 забезпечується зворотно-поступальним рухом штоку 3.

Працює схват наступним чином: у пневмоциліндр надходить стиснуте повітря, поршень починає рухатись виштовхуючи шток, затискні важелі повертаються навколо своєї осі, внаслідок чого затискні губки розходяться і відпускають кулю із захвату. Для захвату кулі із пневмоциліндра викачується повітря і затискні губки захоплюють кулю за допомогою ексцентриків.

Особливістю даної конструкції схвату є те, що із поверхнею кулі взаємодіють ексцентрики, які самі підлаштовуються під розміри кулі. Отже похибка зміщення осі стиснутих деталей в захватному пристрої до та після механічної обробки або при стисканні деталей з великим кроком діаметральних розмірів зводиться до мінімуму.

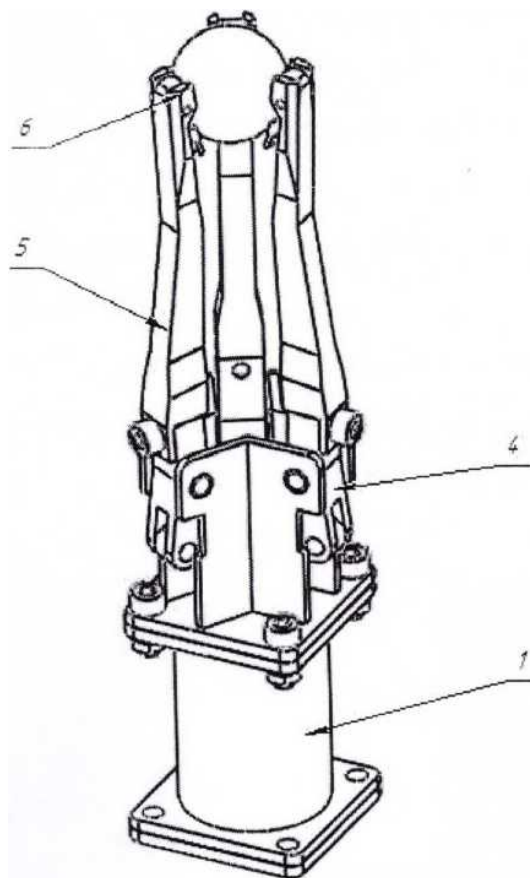


Рис. 2.17. Схематичне зображення схвату

Також така конструкція дозволяє зменшити величину необхідної сили для затиску та допомагає раціонально розподілити навантаження на важелі та затискні елементи схвату робота.

**Формула винаходу:** Захватний пристрій промислового робота, що містить пневмоциліндр, в якому розміщені поршень зі штоком та приєднані до штока затискні важелі із затискними елементами, причому затискні елементи виконанні рухомими відносно важелів і мають ексцентрики, що встановлюють кути приєднання затискних елементів, який **відрізняється** тим, що зовнішні поверхні ексцентриків безпосередньо взаємодіють із деталлю, яку затискає хватний пристрій, при цьому ексцентрики мають важелі, які також взаємодіють із деталлю, а плече важеля відносно вісі ексцентрика перевищує радіус ексцентрика у відношенні більшому тангенса кута тертя поверхні ексцентрика по поверхні деталі.

### 2.3 Спеціальний схват промислового робота для роботи із небезпечними об'єктами

Першочерговим завданням дипломного проекту є розробка спеціального схвату для роботи із небезпечними об'єктами, такими як підривачі міни в умовах небезпечних для життя та здоров'я людини. Було проведено патентно-інформаційний пошук, на основі якого була реалізована конструкція спеціального схвату для розмінування мін (рис. 2.18).





Рис. 2.18. Реальна конструкція спеціального схвату

Розробка спеціальної конструкції була проведена на кафедрі Конструювання верстатів і машин. Розробка проводилася із використанням реальної моделі протитанкової міни (рис. 2.19). Дана конструкція є тестовою моделлю.



Рис. 2.19. Схват із мною

На основі створеної конструкції була поставлена задача модернізувати або розробити спеціальний схват промислового робота, який задовольнить умовам проведення робіт із розмінування небезпечних об'єктів. Такі міни застосовують у бойових діях на сході України. Небезпечне обладнання даного типу розміщені у польових умовах. Головною задачею є забезпечення співвісності підривача міни із схватом робота. Для забезпечення співвісності губки схвату повинні мати високу деформативність та міцність.

В рамках дипломного проекту був розроблений спеціальний схват промислового робота, який повинен забезпечувати розв'язання поставленої задачі. Була створена твердотільна моделі в основу якої був покладений наведений вище реальний схват (рис. 2.20).

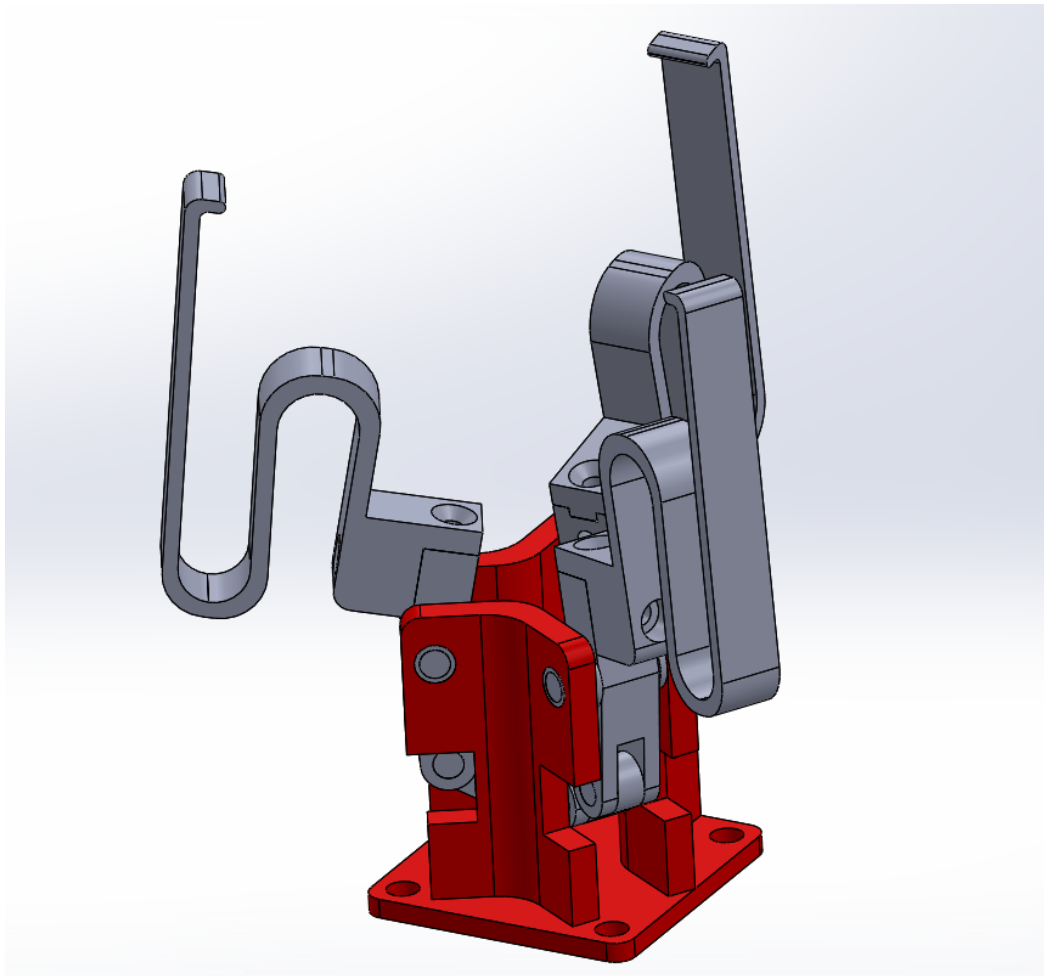


Рис. 2.20. Твердотільна модель розробленого схвату

Обрано трьохпальцеву конструкцію схвату для кращого захвату об'єкта та зменшення навантаження на кожну із губок. Спеціальна конфігурація губки забезпечує можливість захвату об'єкта встановленого діаметру 100 мм, а також підвищує її деформативні властивості та жорсткість (рис. 2.21). Базується губка на затискному важелі за допомогою виступу 1, через який проходить отвір для кріплення.

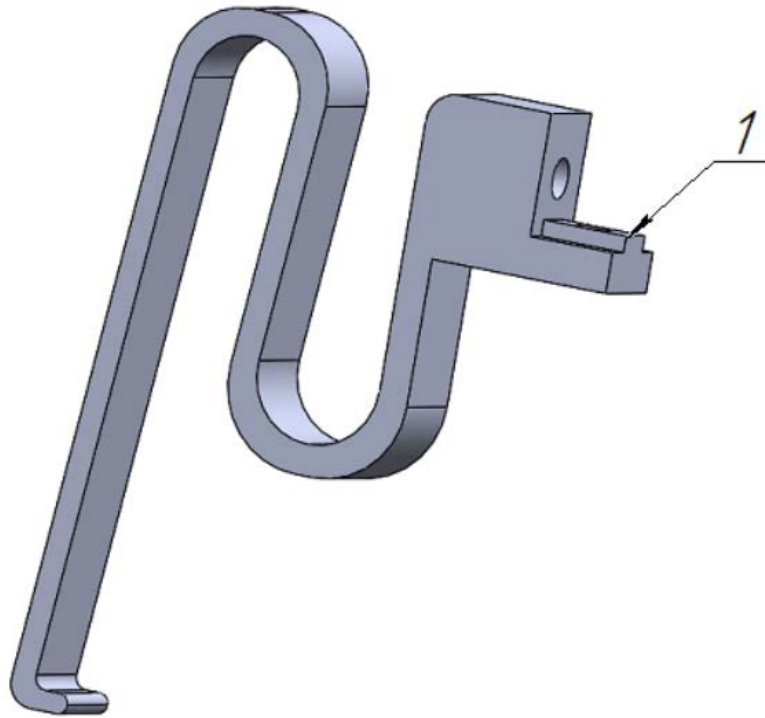


Рис. 2.21. Губка схвата

Висока деформативність губки забезпечить співвісність схвату та підривача міни, а висока міцність допоможе забезпечити потрібний обертальний момент.

У наступному розділі був проведений аналіз напружено-деформованого стану всіх конструкцій схватів. Отримані результати допоможуть визначати наскільки запропоновані конструкції схватів забезпечать виконання поставлених задач.

### 3. Теоретичні дослідження пружної системи маніпулятора

#### 3.1. Динамічна модель маніпулятора з пружним зв'язком у схваті

Для визначення характеристик пружної системи проведені теоретичні дослідження маніпулятора із пружним зв'язком у схваті

Розглянемо систему схвату – деталь промислового робота із пружними зв'язками між ними (рис. 3.1). Введемо наступні системи координат: система  $O_0x_0y_0z_0$  нерухома і зв'язана із отвором; системи  $O_nx_ny_nz_n$  та  $O_{n+1}x_{n+1}y_{n+1}z_{n+1}$  рухомі і зв'язані відповідно із геометричним центром схвату і центром мас деталі. Прийmemo, що в положенні рівноваги геометричні центри схвату і деталі співпадають і деформації пружних елементів рівні нулю

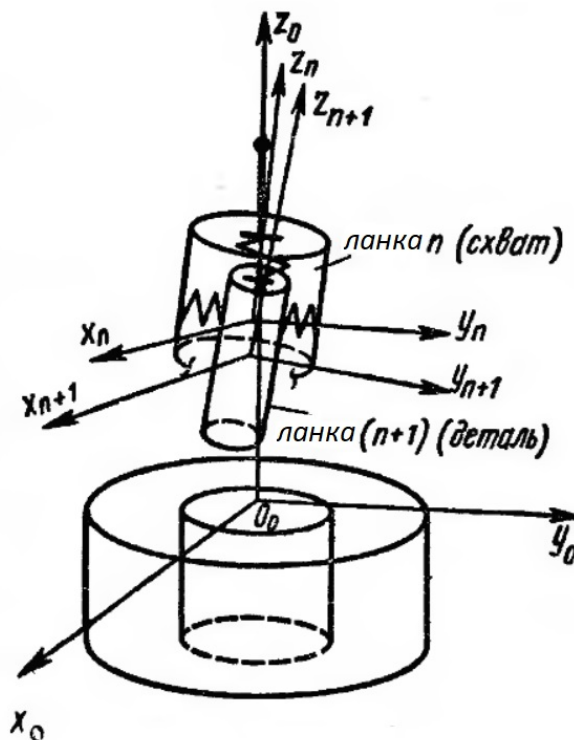


Рис. 3.1. Пружна система схват - деталь промислового робота

Прийmemo, що лінійні та кутові жорсткості закріплення деталі у схваті відповідно рівні  $c_x=c_y=c_z=c$ ;  $c_{\varphi x}=c_{\varphi y}=c_{\varphi z}=c_{\varphi}$ , сила пружності  $F_i=c_i\Delta x_i$ , де  $c_i$  – жорсткість  $i$ -го пружного зв'язку;  $\Delta x_i$  – Деформація пружного елемента відповідної координати, яка рівна зміщенню  $x_{in}$ -й осі відносно  $x_{i(n+1)}$ -й, тобто  $\Delta x_i = x_{i(n+1)} - x_{in}$ . Вважаємо, що кутові відхилення схвату та деталі від осей нерухомої системи координат  $O_0x_0y_0z_0$  маленькі, тоді за узагальнені координати можна прийняти кути повороту цих тіл відносно осей системи  $O_0x_0y_0z_0$ .

Складемо рівняння руху схвату маніпулятора відносно нерухомої системи координат. Використовуючи рівняння Ейлера для абсолютно твердого тіла, закріпленого в одній точці, і теорему про зміну кінетичного моменту твердого тіла, запишемо для схвату:

$$\begin{aligned} J_{xn} \ddot{\varphi}_{xn} &= -R_{yn} l_n + c_{\varphi} (\varphi_{x(n+1)} - \varphi_{xn}) + M_{nx} \\ J_{yn} \ddot{\varphi}_{yn} &= R_{xn} l_n + c_{\varphi} (\varphi_{y(n+1)} - \varphi_{yn}) + M_{ny} \\ J_{zn} \ddot{\varphi}_{zn} &= c_{\varphi} (\varphi_{z(n+1)} - \varphi_{zn}) + M_{nz} \end{aligned} \quad (3.1)$$

На основі теореми про рух центра мас запишемо:

$$\begin{aligned} m_n \ddot{x}_n &= c(x_{n+1} - x_n) + R_{xn} \\ m_n \ddot{y}_n &= c(y_{n+1} - y_n) + R_{yn} \\ m_n \ddot{z}_n &= c(z_{n+1} - z_n) + R_{zn} \end{aligned} \quad (3.2)$$

де  $\varphi_{xn}$ ,  $\varphi_{yn}$ ,  $\varphi_{zn}$  – узагальнені координати, які визначають кутові положення схвату відносно нерухомої системи координат;  $\varphi_{x(n+1)}$ ,  $\varphi_{y(n+1)}$ ,  $\varphi_{z(n+1)}$  – узагальнені координати, які визначають кутові положення об'єкта, що переносять відносно нерухомої системи координат;  $J_{xn}$ ,  $J_{yn}$ ,  $J_{zn}$  – момент інерції схвату відносно осей нерухомої системи координат;  $R_{xn}$ ,  $R_{yn}$ ,  $R_{zn}$ ,  $M_{xn}$ ,  $M_{yn}$ ,  $M_{zn}$  – сили і моменти у шарнірі  $n$ , з'єднуючим схват із попередньою ланкою;  $m_n$  – маса схвату;  $F_i$  – сила пружності  $i$ -ї ланки.[5]

Запишемо рівняння руху деталі відносно нерухомої системи координат:

$$\begin{aligned} J_{x(n+1)} \ddot{\varphi}_{x(n+1)} &= -c_{\varphi} (\varphi_{x(n+1)} - \varphi_{xn}); \\ J_{y(n+1)} \ddot{\varphi}_{y(n+1)} &= -c_{\varphi} (\varphi_{y(n+1)} - \varphi_{yn}); \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned}
J_{z(n+1)}\ddot{\varphi}_{z(n+1)} &= -c_{\varphi}(\varphi_{z(n+1)} - \varphi_{zn}); \\
m_{n+1}\ddot{x}_{n+1} &= -c(x_{n+1} - x_n); \\
m_{n+1}\ddot{y}_{n+1} &= -c(y_{n+1} - y_n); \\
m_{n+1}\ddot{z}_{n+1} &= -c(z_{n+1} - z_n);
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Отримана система диференціальних рівнянь (3.1) - (3.4) являє собою динамічну модель пружнозв'язаної системи маніпулятор-деталь.

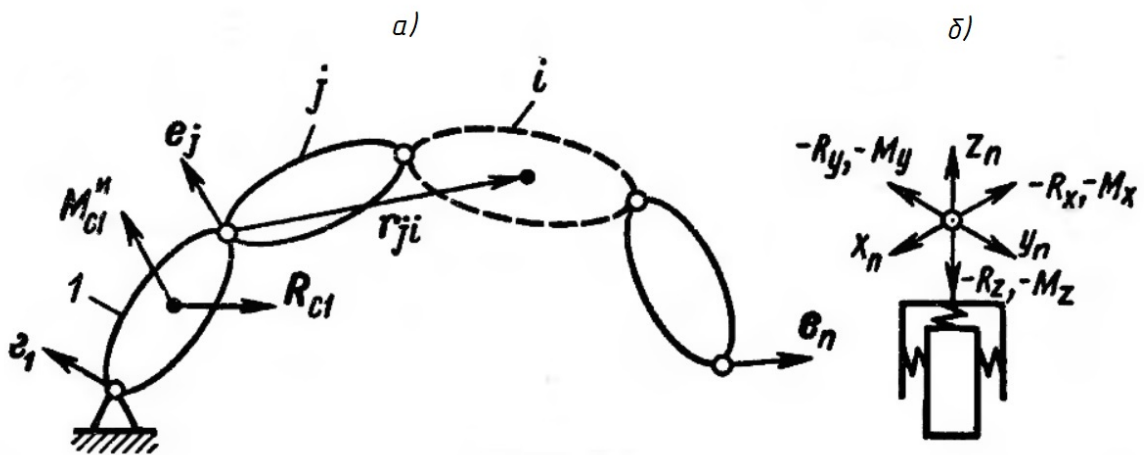


Рис. 3.2. Пружнозв'язана системи маніпулятор-деталь

Зупинимось на результаті рівнянь руху маніпулятора, структурна схема якого зображена на рис. 1.2, а, для чого використовуємо принцип Даламбера-Лагранжа. Для отримання диференціальних рівнянь руху до діючих на ланки маніпулятора силам додамо головні вектори сил інерції і головних моментів сил інерції ланок, прикладені в їх центра мас, та дамо системі незалежні можливі переміщення. Розірвемо почергово кінематичний ланцюг маніпулятора і складемо рівняння моментів відносно осей шарнірів та рівняння проекцій сил на осі поступальних пар.

Для ланки  $i$  маніпулятора момент сили інерції може бути представлений у вигляді

$$\vec{M}_{Ci}^H = (\vec{\omega}_i \times \vec{\theta}_{Ci})\vec{\omega}_i + \vec{\theta}_{Ci}\vec{\omega}_i = (\vec{\omega}_i \times \vec{\theta}_{Ci})\vec{\omega}_i +$$

$$+\vec{\theta}_{Ci} \left( \sum_{k=1}^i \ddot{q}_k \vec{a}_k + \vec{b}_k \right) = \sum_{k=1}^i \vec{M}_{ik} \ddot{q}_k + \vec{M}_i, \quad (3.5)$$

де  $\vec{M}_{ik} = \vec{\theta}_{Ci} a_k$ ;  $\vec{M}_i = \vec{\theta}_{Ci} \vec{b}_i + (\vec{\omega}_i \times \vec{\theta}_{Ci}) \vec{\omega}_i$ ;

$$\vec{\theta}_C = \begin{bmatrix} J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{yx} & J_y & -J_{yz} \\ -J_{zx} & -J_{zy} & J_z \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

-тензор інерції ланки і зв'язаних із ним осей;  $\omega_i$  – вектор кутової швидкості ланки  $i$ ;  $b_i = b_i(q_i, \dot{q}_i)$  – векторний коефіцієнт, який не залежить від узагальнених прискорень.

При здійсненні кожного віртуального переміщення  $\delta\varphi_j$ ,  $\delta s_j$  у обертальній чи поступальній парі усі  $i$ -і ланки, для яких  $i > j$ , отримують переміщення, а прикладені до них сили і моменти здійснюють роботу. Віртуальна робота при віртуальному кутовому переміщенні  $\delta\varphi_j$  у  $j$ -му шарнірі виражається так:

$$\sum_{i=j}^n [\vec{M}_i^H \delta\vec{\varphi}_j + (\vec{P}_i + \vec{F}_i^H)(\delta\vec{\varphi}_j \times \vec{r}_{ji}) + \vec{M}_j \vec{\varphi}_j + \\ + \vec{R}_n(\delta\vec{\varphi}_j \times \vec{r}_{jn}) + \vec{M}_n \delta\vec{\varphi}_j] = 0 \quad (3.7)$$

Віртуальна робота при  $j$ -му поступальному віртуальному переміщенні  $\delta s_j$  виражається так:

$$\sum_{i=j}^n [(\vec{P}_i + \vec{F}_i^H) \delta\vec{s}_i^{(j)} + \vec{Q}_j \delta\vec{s}_i^{(j)} + \vec{R}_n \delta\vec{s}_i^{(j)}] = 0 \quad (3.8)$$

Тут  $\delta\varphi_j \times r_{ji}$  – переміщення центра мас ланки при віртуальному кутовому переміщенні у шарнірі  $j$ ;  $\delta\varphi_j = \delta\varphi_j e_j$ ;  $e_j$  – направляючий вектор осі шарніра  $j$ ;  $r_{ji}$  – радіус-вектор, направляючий положення центра ланки  $i$  відносно центра шарніра  $j$ .

Підставляючи у (3.7) та (3.8) вирази для  $F_i^H$  та  $M_i^H$ , а потім скорочуємо  $\delta\varphi_j$  та  $\delta s_j$ , отримаємо диференціальне рівняння руху маніпулятора:

для обертальних пар



$$\begin{aligned}
& - \sum_{i=j}^n \left[ \left( \sum_{i=j}^n \vec{M}_i \vec{e}_j - m_i \vec{e}_{ik} (\vec{e}_j \times \vec{r}_{ji}) \right) \ddot{q}_k + \vec{P}_i (\vec{e}_j \times \vec{r}_{ji}) \right] + \\
& + M_j + \vec{R}_n (\vec{e}_j \times \vec{r}_{jn}) + \vec{M}_n \vec{e}_j = 0
\end{aligned} \tag{3.9}$$

де індекс  $j$  приймає значення, відповідне номерам обертальних пар;

для поступальних пар

$$\sum_{i=j}^k m_i \vec{e}_{ik} \vec{e}_j \ddot{q}_k + \vec{P}_j \vec{e}_j + Q_j + \vec{R}_n \vec{e}_j = 0 \tag{3.10}$$

де індекс  $j$  приймає значення, відповідне номерам поступальних пар.

Представлена математична модель  $n$ -ланкового маніпулятора враховує наявність пружного зв'язку у схваті та масу пружно закріпленої деталі (рис. 1.2, б). Облік цих факторів в загальному випадку приводить до появи шести додаткових диференціальних рівнянь 2-го порядку, описуючих рух пружно закріпленої деталі.[5]

### 3.2. Динамічна модель маніпулятора із контактними взаємодіями

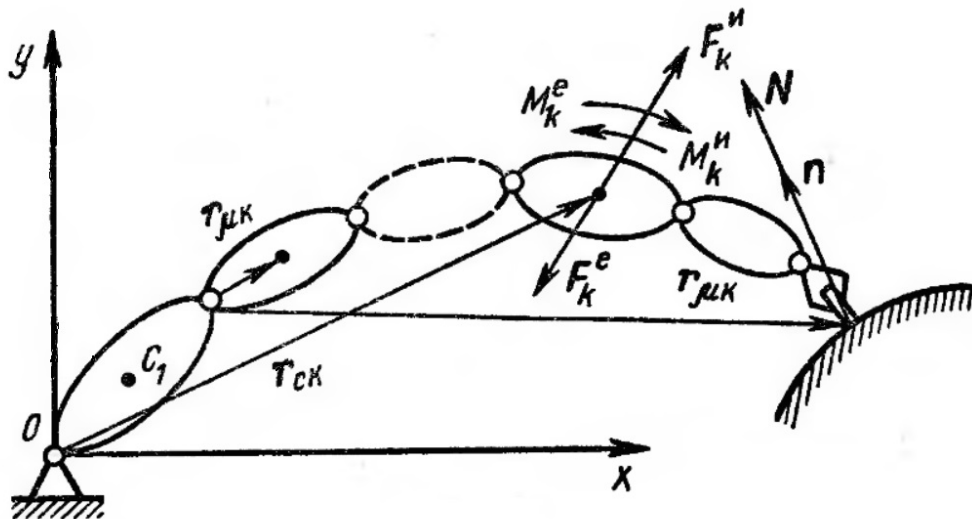


Рис. 3.3.  $n$ -ланковий маніпулятор (плаский випадок)

Маніпулятор, реалізуючий силовий вплив на деталь, можна представити як систему із накладеним додатковим зв'язком. Використовуючи принцип Даламбера, можна збудувати динамічну модель такого маніпулятора, яка містить реакцію зв'язку в явному вигляді.

Виведемо рівняння руху  $n$ -ланкового маніпулятора (плаский випадок) (рис. 3.3), використовуючи принцип Даламбера. Запишемо вираз для головного вектора сил інерції і головного момента сил інерції  $k$ -ї ланки:

$$\vec{F}_k^I = -m_k \vec{a}_{Ck}; \vec{M}_k^I = \vec{\theta}_k \vec{\varepsilon}_k + \vec{\Omega}_k \times \vec{\theta}_k \vec{\Omega}_k, \quad (3.11)$$

де  $m_k$  – маса  $k$ -ї ланки;  $a_{Ck}$  – прискорення центра мас  $k$ -ї ланки;  $\Theta_k$  – тензор інерції ланки  $k$ ;  $\varepsilon_k$  – абсолютне кутове прискорення;  $\Omega_k$  – абсолютна кутова швидкість.

Вирази для швидкості та прискорення центра мас  $k$ -ї ланки запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} \vec{v}_{Ck} &= \frac{d\vec{r}_{Ck}}{dt} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \vec{r}_{Ck}}{\partial q_i} \dot{q}_i; \\ \vec{a}_{Ck} &= \frac{d\vec{v}_{Ck}}{dt} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial \vec{r}_{Ck}}{\partial q_i} \ddot{q}_i + \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n \frac{\partial^2 \vec{r}_{Ck}}{\partial q_i \partial q_j} \dot{q}_i \dot{q}_j. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Запишемо вираз для абсолютної кутової швидкості та абсолютного кутового прискорення у вигляді:

$$\begin{aligned} \vec{\Omega}_k &= \sum_{i=1}^k \vec{\omega}_i = \sum_{i=1}^k \dot{q}_i \vec{e}_i; \\ \vec{\varepsilon}_k &= \frac{d\vec{\Omega}_k}{dt} = \sum_{i=1}^n \ddot{q}_i \vec{e}_i \\ &\quad + \sum_{i=2}^m \sum_{s=1}^m \dot{q}_s \dot{q}_i (\vec{e}_s \times \vec{e}_i). \end{aligned} \quad (3.13)$$

де  $\omega_i$  – відносна кутова швидкість  $k$ -ї ланки;  $e_i$ ,  $e_s$  – одиничні вектори осей кінематичних пар.

Для пласкої системи вирази для головного момента сил інерції  $M_k^H$  та абсолютного кутового прискорення  $\varepsilon_k$   $k$ -ї ланки мають вигляд:

$$M_k^H = -J_{Ck} \varepsilon_k; \quad \varepsilon_k = \sum_{i=1}^k \varepsilon_i = \sum_{i=1}^k \ddot{q}_i, \quad (3.14)$$

де  $J_{Ck}$  – момент інерції  $k$ -ї ланки;  $\varepsilon_i$  – відносне прискорення  $k$ -ї ланки відносно  $(k-1)$ -ї ланки.

Враховуючи вирази (3.11) – (3.14), запишемо вираз рівноваги системи на основі принципу Даламбера:

$$\begin{aligned} \sum_{k=v}^n (\vec{F}_k^e + \vec{F}_k^H) \vec{e}_v + N \vec{n} \vec{e}_v + Q_v &= 0; \\ \sum_{k=\mu}^n (\vec{M}_k^e + \vec{M}_k^H) \vec{e}_\mu + \sum_{k=\mu}^n [\vec{r}_{\mu k} \times (\vec{F}_k^e + \vec{F}_k^H)] \vec{e}_\mu + \\ + N(\vec{r}_{\mu n} \times \vec{n}) \vec{e}_\mu + Q_\mu &= 0 \end{aligned} \quad (3.15)$$

де  $Q_v$  – узагальнена сила привода у  $v$ -й парі;  $v$  – номери поступальних пар;  $\vec{e}_v$  – одиничний вектор;  $Q_\mu$  – узагальнений момент привода в  $\mu$ -й парі;  $\mu$  – номери обертальних пар;  $\vec{n}$  – одиничний вектор нормалі до поверхні.

Для пласкої системи виразу (3.15) приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} m_k \sum_{k=v}^n \sum_{i=1}^n \frac{\partial \vec{r}_{Ck}}{\partial q_i} \vec{e}_v \ddot{q}_i + \sum_{k=v}^n \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n \frac{\partial^2 \vec{r}_{Ck}}{\partial q_i \partial q_j} \vec{e}_v \dot{q}_i \dot{q}_j - \\ - \sum_{k=v}^n \vec{F}_k^e \vec{e}_v - N \vec{n} \vec{e}_v = Q_v \\ \sum_{k=\mu}^n M_k^e - \sum_{k=\mu}^n \sum_{i=1}^n J_{Ck} \ddot{q}_i + \sum_{k=\mu}^n (\vec{r}_{\mu k} \times \vec{F}_k^e) \vec{e}_\mu - \\ - m_k \sum_{k=\mu}^n \sum_{i=1}^n (\vec{r}_{\mu k} \times \frac{\partial \vec{r}_{Ck}}{\partial q_i}) \vec{e}_\mu \ddot{q}_i - m_k \sum_{k=\mu}^n \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n \times \\ \times \left( \vec{r}_{\mu k} \times \frac{\partial^2 \vec{r}_{Ck}}{\partial q_i \partial q_j} \right) \vec{e}_\mu \dot{q}_i \dot{q}_j + N(\vec{r}_{\mu n} \times \vec{n}) \vec{e}_\mu = Q_\mu \end{aligned} \quad (3.16)$$

Вирази (3.16) описують рухи плаского маніпулятора із контактною взаємодією. У склад аналітичних виразів цих рівнянь входить у явному вигляді сила  $N$ . Така математична модель необхідна при синтезі алгоритмів керування промисловими роботами, які виконують операції із силовою взаємодією: вона дає можливість врахувати обмеження на нормальні сили.[5]

Приклади побудови динамічних моделей промислових роботів із прожнім зв'язком у схваті. Побудова і обґрунтування динамічних та розрахункових моделей конкретних роботів є важливою частиною задачі аналітичного дослідження їх характеристик і функціональних можливостей.

Цій задачі присвячено багато роботи вітчизняних та закордонних дослідників. Однак бажано мати узагальнений підхід до побудови динамічних моделей, враховуючий можливість використання різноманітних кінематичних схем роботів. Вирішимо задачу побудови динамічної моделі робота на прикладі трьохланкового маніпулятора шарнірного типу із урахуванням пружно закріпленої деталі (рис. 3.4, а). Таку кінематичну схему мають промислові роботи РПМ-25, ПУМА, ТУР-10 та інші.

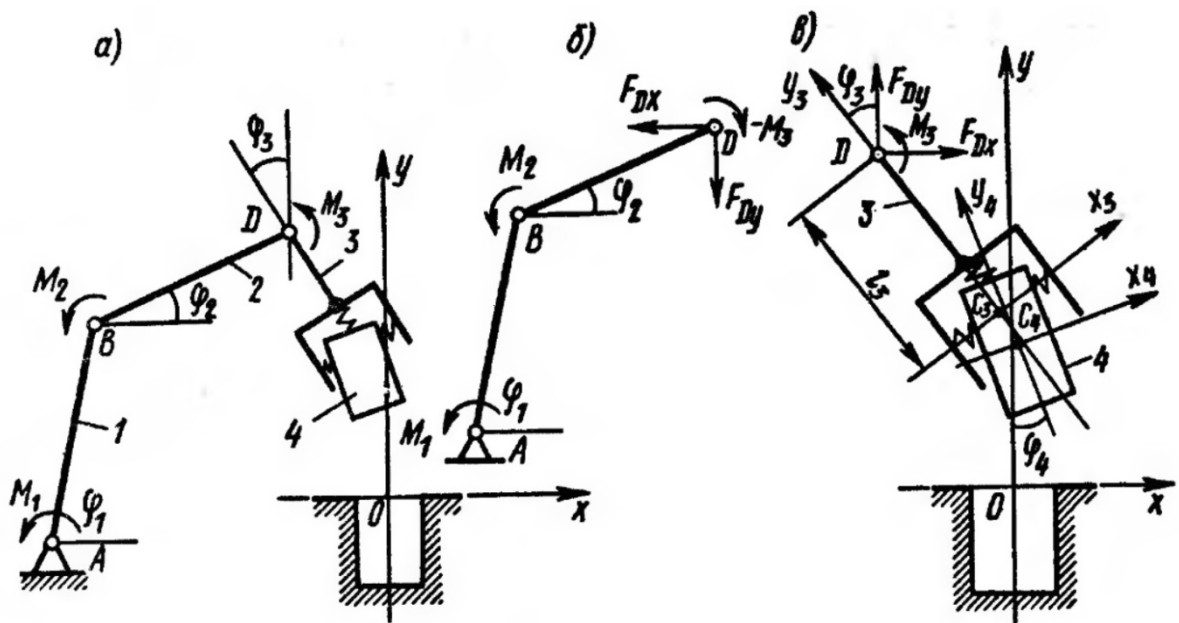


Рис. 3.4. Трьохланковий маніпулятор шарнірного типу

Пряме використання рівнянь Лагранжа II-го роду призводить до великої громіздкості при виводі рівнянь руху, пов'язаний із диференціюванням виразу кінетичної енергії. Так як для цих маніпуляторів спільним є наявність у них схвату із пружно закріпленою у ньому деталлю, доцільно буде скласти окремо рівняння руху схвату із деталлю та окремо із іншими частинами кінематичного ланцюга.

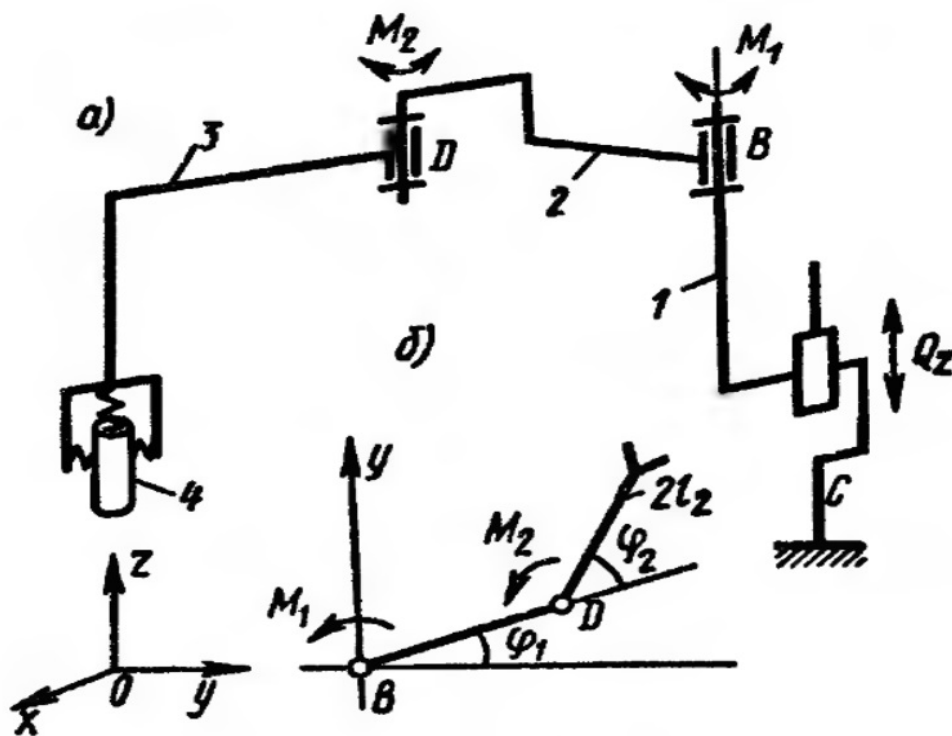


Рис. 3.5. Двохланковий маніпулятор ABD

Складемо рівняння двох ланкового маніпулятора ABD (рис. 3.5, б) із двома ступенями вільності та з прикладеним до нього керуючими моментами  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $-M_3$  та силами  $(-F_{Dx})$ ,  $(-F_{Dy})$  у шарнірі D, де  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$  – моменти приводів у шарнірах A, B, D;  $F_{Dx}$ ,  $F_{Dy}$  – компоненти сили  $F_D$ , діючі на схват. Використовуючи метод Лагранжа, можна записати рівняння двох ланкового маніпулятора ABD:

$$\ddot{\varphi}_1 (J_1 + 4m_2 l_1^2) + 2\ddot{\varphi}_2 m_2 l_1 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) -$$

$$\begin{aligned}
& -2\dot{\phi}_2(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_1)m_2l_1l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) - \\
& -2\dot{\phi}_1\dot{\phi}_2m_2l_1l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) = Q_1;
\end{aligned} \tag{3.17}$$

$$\begin{aligned}
& \ddot{\phi}_2(J_2 + 4m_2l_2^2) + 2\ddot{\phi}_2m_2l_1l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - 2\dot{\phi}_1(\dot{\phi}_2 - \\
& - \dot{\phi}_1)m_2l_1l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) - 2\dot{\phi}_1\dot{\phi}_2m_2l_1l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) = Q_2;
\end{aligned}$$

де  $Q_1, Q_2$  – узагальнені сили;  $J_1, J_2$  – відповідно моменти інерцій ланок АВ та ВD відносно їх центрів мас;  $2l_1, 2l_1$  – відповідно довжини ланок АВ та ВD;  $m_2$  – маса ланки ВD;  $\varphi_1, \varphi_1$  – кути повороту ланок у нерухомій системі координат  $O_{xy}$ .

Узагальнені сили  $Q_1$  та  $Q_2$  у цьому випадку

$$\begin{aligned}
Q_1 &= M_1 - M_3 - 2l_1F_{Dx} \sin \varphi_1 + 2l_1F_{Dy} \cos \varphi_1; \\
Q_2 &= M_2 - M_3 - 2l_2F_{Dx} \sin \varphi_2 + 2l_1F_{Dy} \cos \varphi_2;
\end{aligned} \tag{3.18}$$

Рівняння руху схвату 3 із пружно закріпленою у ньому деталлю 4 запишемо у нерухомій системі координат  $O_{xy}$ , прийнявши за узагальнені координати відповідні координати центрів мас схвату та деталі  $x_{c3}, y_{c3}$  та  $x_{c4}, y_{c4}$  та абсолютні кути повороту цих тіл  $\varphi_3$  та  $\varphi_4$  (рис. 5.9, в). Керування руху схвату і деталі у нерухомій системі координат  $O_{xy}$  запишемо на основі теореми про рух центра мас:

$$\begin{aligned}
m_3\ddot{x}_{c3} &= F_x + F_{Dx}; \quad m_3\ddot{y}_{c3} = F_y + F_{Dy} - P_M; \\
J_{c3}\ddot{\phi}_3 &= M - F_{Dy}l_3 \sin \varphi_3 - F_{Dx}l_3 \cos \varphi_3 + c_\varphi(\varphi_4 - \varphi_3); \\
m_4\ddot{x}_{c4} &= -F_x; \quad m_4\ddot{y}_{c4} = -F_y - P_D; \quad J_{c3}\ddot{\phi}_3 = -c_4(\varphi_4 - \varphi_3),
\end{aligned} \tag{3.19}$$

де  $F_x, F_y$  – проекції сили пружності у нерухомій системі координат;  $m_3$  – маса схвату;  $P_M$  – вага маніпулятора;  $J_{c3}$  – момент інерції схвату відносно горизонтальної вісі обертання;  $l_3$  – довжина ланки 3;  $m_4$  – маса деталі;  $P_D$  – вага деталі;  $J_{c4}$  – момент інерції деталі;  $c_\varphi$  – коефіцієнт жорсткості механізму захвату деталі.[5]

Вважаємо, що система координат  $C_3x_3y_3$  зв'язана із схватом, її початок знаходиться у центрі мас схвату; система  $C_4x_4y_4$  зв'язана із деталлю, початок її знаходиться у центрі мас деталі 4 (рис. 5.10, в). Прийmemo, що у положенні

рівноваги системи координат  $C_3x_3y_3$  та  $C_4x_4y_4$  співпадають. Проекції сили пружності, діючої на деталь, найбільш просто через вираз у системі  $C_3x_3y_3$ ;

$$F_{x3} = -c_x x_{c4}^{(3)}; F_{y3} = -c_y y_{c4}^{(3)}, \quad (3.20)$$

де  $c_x, c_y$  - коефіцієнти жорсткості закріплення деталі в системі схвату;  $x_{c4}^{(3)}, y_{c4}^{(3)}$  - координати центра мас деталі у системі координат  $C_3x_3y_3$ .

Знайдемо проекції  $F_x, F_y$  сил пружності на нерухомій вісі  $O_{xy}$ :

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \cos \varphi_3 & -\sin \varphi_3 \\ \sin \varphi_3 & \cos \varphi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x3} \\ F_{y3} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} -c_x x_{c4}^{(3)} \cos \varphi_3 & +c_y y_{c4}^{(3)} \sin \varphi_3 \\ -c_x x_{c4}^{(3)} \sin \varphi_3 & -c_y y_{c4}^{(3)} \cos \varphi_3 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Замінімо у виразі (3.21) координати центра мас деталі  $x_{c4}^{(3)}, y_{c4}^{(3)}$  через координати центра мас схвату та деталі у нерухомій системі координат:

$$x_{c4}^{(3)} = \bar{x}_{c4} \cos \varphi_3 + \bar{y}_{c4} \sin \varphi_3; y_{c4}^{(3)} = -\bar{x}_{c4} \sin \varphi_3 + \bar{y}_{c4} \cos \varphi_3, \quad (3.22)$$

де  $\bar{x}_{c4} = x_{c4} - x_{c3}; \bar{y}_{c4} = y_{c4} - y_{c3}$ .

Підставляючи (3.22) у (3.21), знайдемо

$$F_x = -\bar{x}_{c4}(c_x \cos^2 \varphi_3 + c_y \sin^2 \varphi_3) - \bar{y}_{c4}(c_x \sin \varphi_3 \cos \varphi_3 - c_y \cos \varphi_3 \sin \varphi_3); \quad (3.23)$$

$$F_y = -\bar{y}_{c4}(c_x \sin^2 \varphi_3 + c_y \cos^2 \varphi_3) - \bar{x}_{c4}(c_x \sin \varphi_3 \cos \varphi_3 - c_y \cos \varphi_3 \sin \varphi_3).$$

Раніше було прийнято, що жорсткості кріплення деталі у схваті по осям  $x$  та  $y$  рівні, тому що  $c_x = c_y = c$ ; із урахуванням цього вирази (3.23) приймуть такий вигляд

$$F_x = -c\bar{x}_{c4} = -c(x_{c4} - x_{c3}); F_y = -c\bar{y}_{c4} = -c(y_{c4} - y_{c3}). \quad (3.24)$$

Таким чином, динамічна модель системи схват-деталь може бути описана системою рівнянь (3.19), (3.24).

Систему диференціальних рівнянь (3.19) 2-го порядку можна замінити системою рівнянь 4-го порядку, яка зручна для визначення керуючих

взаємодій. Продиференціюємо три останніх рівняння системи (3.19) двічі, отримаємо

$$\begin{aligned} m_4 x_{c4}^{(IV)} &= -c(\ddot{x}_{c4} - \ddot{x}_{c3}); \quad m_4 y_{c4}^{(IV)} = -c(\ddot{y}_{c4} - \ddot{y}_{c3}); \\ J_4 \varphi_{c4}^{(IV)} &= -c(\ddot{\varphi}_{c4} - \ddot{\varphi}_{c3}). \end{aligned} \quad (3.25)$$

Розв'язуючи разом (3.19) та (3.24), отримаємо:

$$\begin{aligned} m_4 x_{c4}^{(IV)} &= -c\ddot{x}_{c4} + c[c(x_{c4} - x_{c3}) + F_{Dx}]/m_3; \\ m_4 y_{c4}^{(IV)} &= -c\ddot{y}_{c4} + c[c(y_{c4} - y_{c3}) + F_{Dy}]/m_3; \\ J_{c4} \varphi^{(IV)} &= -c_\varphi \ddot{\varphi}_4 + c_\varphi [M_3 + c_\varphi(\varphi_4 - \varphi_3) - F_{Dy} l_3 \sin \varphi_3 - \\ &\quad - F_{Dx} l_3 \cos \varphi_3]/J_3. \end{aligned} \quad (3.26)$$

У рівнянні (3.26) входять активні сили  $F_{Dx}, F_{Dy}$ , котрі визначимо із виразів (3.18) для узагальнених сил  $Q_1$  та  $Q_2$ :

$$\begin{aligned} F_{Dx} &= [L_1 l_2 \cos \varphi_2 - L_1 l_2 \cos \varphi_2 - (M_1 - M_3) l_2 \cos \varphi_2 + \\ &\quad + (M_2 - M_3) l_1 \cos \varphi_1]/[2l_1 l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)]; \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} F_{Dy} &= [L_1 l_2 \sin \varphi_2 - L_1 l_2 \sin \varphi_2 - (M_1 - M_3) l_2 \sin \varphi_2 + \\ &\quad + (M_2 - M_3) l_1 \sin \varphi_1]/[2l_1 l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)], \end{aligned}$$

де  $L_1$  та  $L_2$  являють собою ліву частину рівнянь (3.27)

Таким чином, математична модель маніпулятора із пружно закріпленою деталлю описується системою рівнянь (3.17), (3.18), (3.26), (3.27).

Побудуємо динамічну модель складального промислового робота, несучого пружно підвішену деталь (рис. 3.10, а). Для опису динамічних властивостей цього маніпулятора скористаємось матричною формою представлення рівнянь руху, яка являється зручною при вирішенні задач керування руху. У цій формі рівняння руху маніпулятора має вигляд

$$A(q)\ddot{q} + B(q, \dot{q}) = Q \text{ або } \ddot{q} = A^{-1}(q)Q - A^{-1}(q)B(q, \dot{q}), \quad (3.28)$$

де

$$A(q) = \begin{bmatrix} J_1 + J_2 + 4m_2 l_1^2 + m_2 l_2^2 + 4m_2 l_1 l_2 \cos \varphi_2 \\ J_2 + m_2 l_2^2 + 2m_2 l_1 l_2 \cos \varphi_2 \\ 0 \end{bmatrix} \rightarrow$$



$$\rightarrow \begin{bmatrix} J_2 + m_2 l_2^2 + 2m_2 l_1 l_2 \cos \varphi_2 & 0 \\ m_2 l_2^2 + J_2 & 0 \\ 0 & m_1 + m_2 + m_3 \end{bmatrix};$$

$q = [\varphi_1, \varphi_2, z_3]^T$  - вектор узагальнених координат;  $\ddot{q} = [\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, \ddot{z}_3]^T$  - вектор узагальнених прискорень;  $Q = [M_1, M_2, Q_3]^T$  - матриця узагальнених сил в шарнірах В, D, С;

$$B(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} -4m_2 l_1 l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 - 2m_2 l_1 l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2^2 \\ 2m_2 l_1 l_2 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_1^2 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Кінематичні співвідношення механізму запишемо у вигляді (рис. 3.10,б)

$$\dot{x}_3 = J(q)\dot{q}; \quad \ddot{x}_3 = J(q)\ddot{q} + D(q, \dot{q}), \quad (3.29)$$

де  $\dot{x}_3 = [\dot{x}_3, \dot{y}_3, \dot{z}_3]^T$  - вектор швидкості ланки 3;  $\dot{q} = [\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{z}_3]^T$  - вектор узагальнених швидкостей;  $\ddot{x}_3 = [\ddot{x}_3, \ddot{y}_3, \ddot{z}_3]^T$  - вектор прискорень ланки 3;

$$J(q) = \begin{bmatrix} -2l_1 \sin \varphi_1 - 2l_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) & -2l_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) & 0 \\ 2l_1 \cos \varphi_1 + 2l_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) & +2l_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$D(q, \dot{q}) = \begin{bmatrix} -2l_1 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1^2 - 2l_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 \\ -2l_1 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1^2 - 2l_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Рівняння руху деталі

$$m\ddot{x}_4 = c(x_3 - x_4), \quad (3.30)$$

де  $c$  - жорсткість пружного зв'язку;  $m$  - маса деталі;  $x_3 = [x_3, y_3, z_3]^T$  - матриця координат схвату;  $x_4 = [x_4, y_4, z_4]^T$  - матриця координат деталі.

Диференціюючи рівняння (3.30), отримаємо

$$m\ddot{x}_4^{IV} = c(\ddot{x}_4 - \ddot{x}_3). \quad (3.31)$$

Розв'язуючи разом (3.29), (3.30), (3.31), отримаємо

$$m\ddot{x}_4^{IV} = -c[J A^{-1}(Q - B) + D(q, \dot{q}) - \ddot{x}_4]. \quad (3.32)$$

Рівняння (3.32) описує динаміку руху двохмасної системи маніпулятор-деталь. Із (3.32) знайдемо вираз для узагальнених сил в приводах робота, записані у матричній формі:

$$Q = -mAc^{-1}J^{-1}\ddot{x}_4^{IV} + B(q, \dot{q}) - AJ^{-1}[D(q, \dot{q}) - \ddot{x}_4]. \quad (3.33)$$

Рівняння (3.33) являє собою динамічну модель промислового робота із пружно закріпленою у схваті деталлю, використовуючи яку можна провести синтез алгоритмів керування роботом на різних етапах складального процесу. Формування керуючих впливів на приводи робота повинно здійснюватися із урахуванням виразу (3.33).

### 3.3 Теоретичний аналіз напружено-деформованого стану схватів маніпулятора у середовищі Inventor

Завданням мобільного робота є робота у місцях, де є загроза життю людини, зокрема робота із підривачами протитанкових та протипіхотних мін. Вибуховий елемент міни закріплений різьбовим з'єднанням. Для розмінування вибуховий елемент потрібно викрутити із корпусу. Проблема полягає у тому, що схват робота не співвісний із вибуховим елементом, тому губки схвату повинні бути жорсткими та мати високу деформативність, щоб не змістити вибуховий елемент на різьбі. Для цього розроблено два види конструкції схватів промислового робота.

Розглянемо першу конструкцію. При визначенні напружено-деформованого стану схват навантажено тангенціальними і радіальними силами (рис. 3.6).

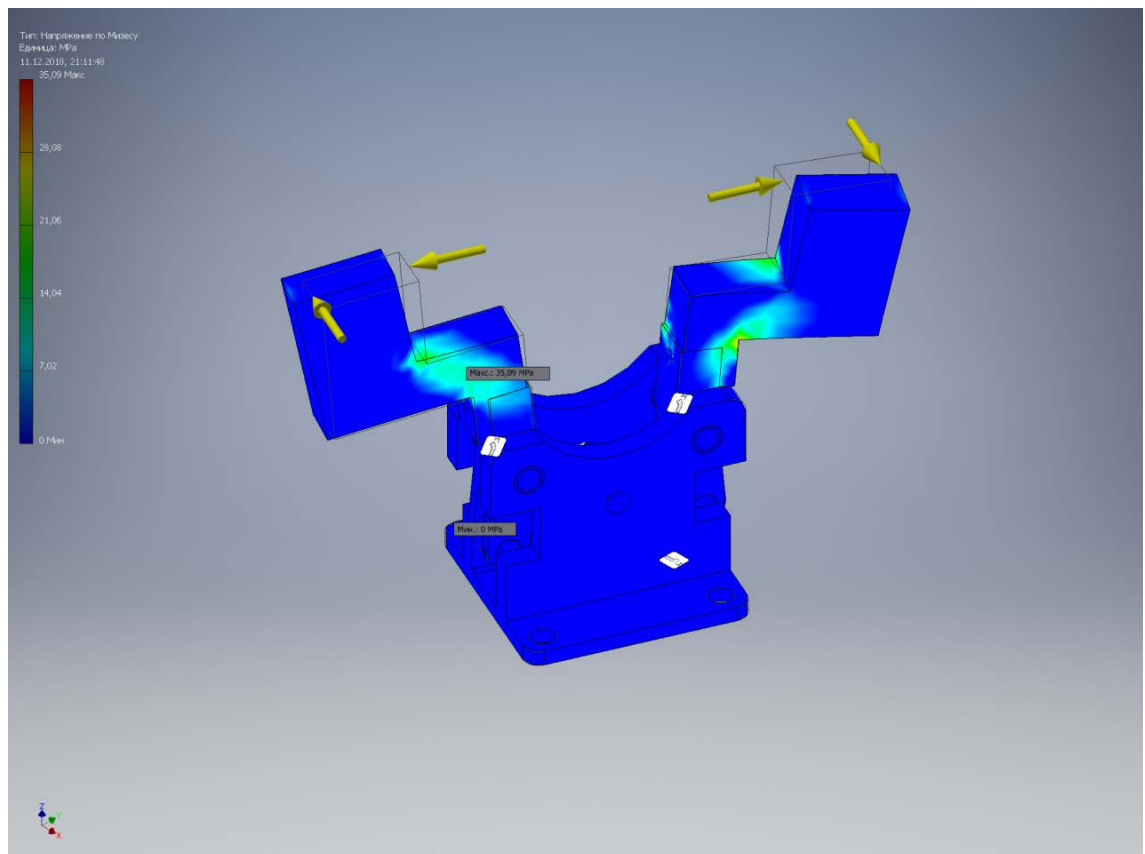
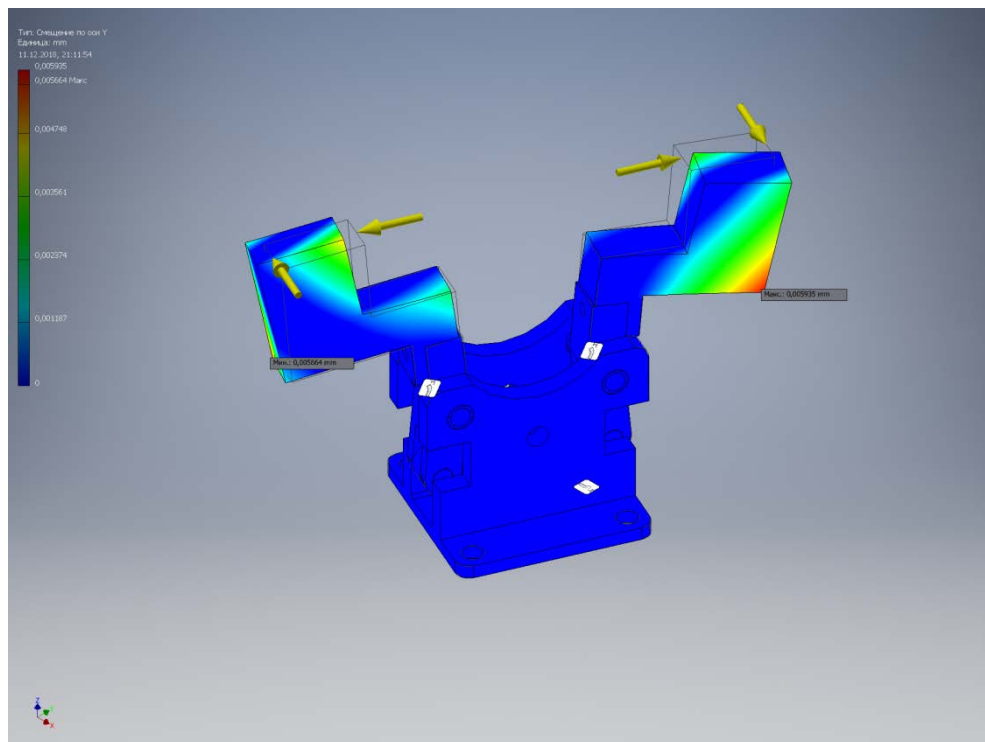


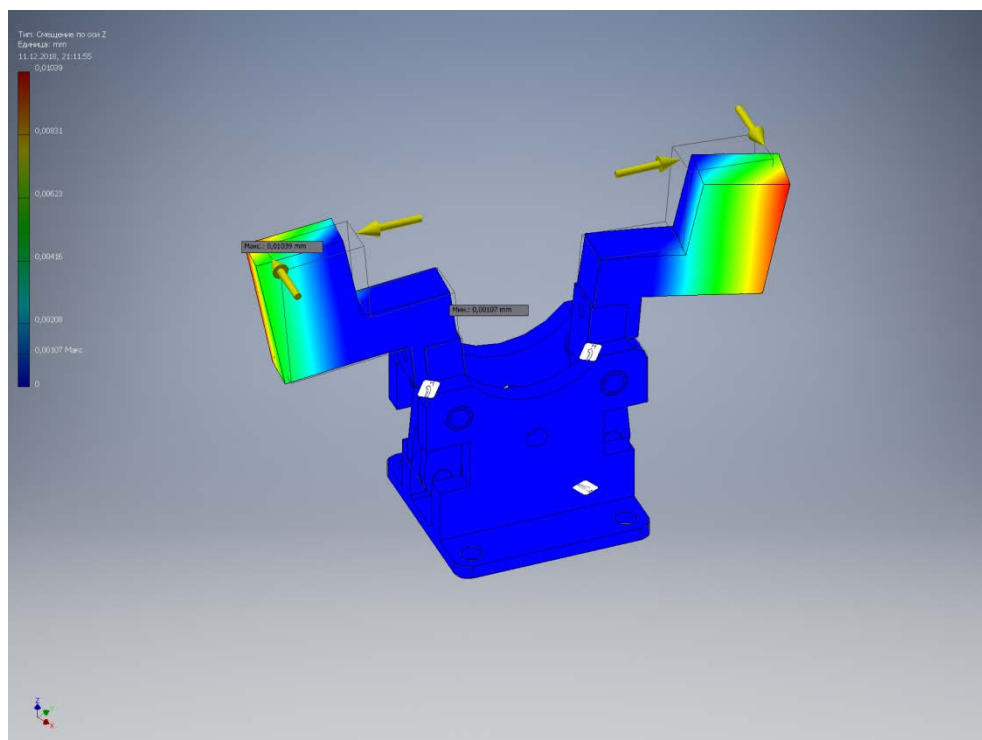
Рис. 3.6. Напруження по Мізесу губок схвату

Матеріал губок 30хм, має межу плинності 1357 МПа, а максимальне напруження по Мізесу становить 39.05 МПа. Точка максимального напруження у місці кріплення кубок до важелів схвату. Це значення задовольняє поставлені вимоги, адже воно набагато менше межі плинності матеріалу.

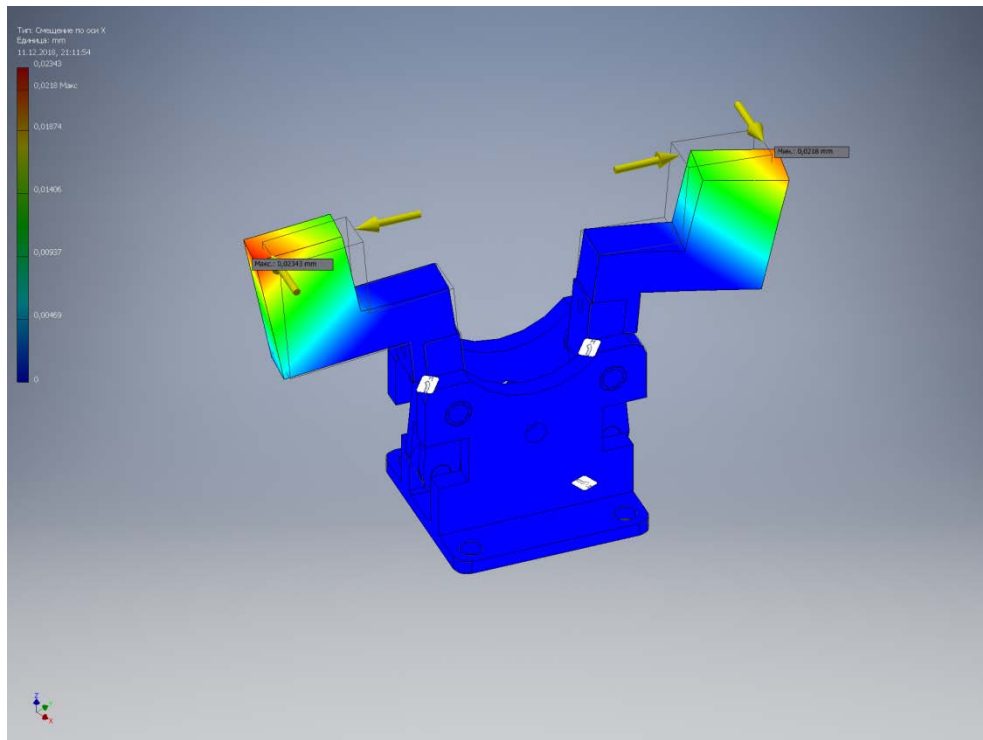
Далі розглянемо зміщення поверхонь контакту губок по осям X, Y, Z (рис. 3.7)



a)



б)



в)

Рис. 3.7. Зміщення поверхонь контакту по осям X(а), Y(б), Z(в)

Максимальне зміщення під дією сили 100 Н по осі X (рис. 3.7, а), дорівнює 0.0218 мм. Найменше зміщення по осі Y (рис. 3.7, б), дорівнює 0.00567 мм. Максимальне зміщення надто мале, що свідчить про те, що кубки мають недостатню деформативність.

Визначено коефіцієнт запасу міцності (рис. 3.8).

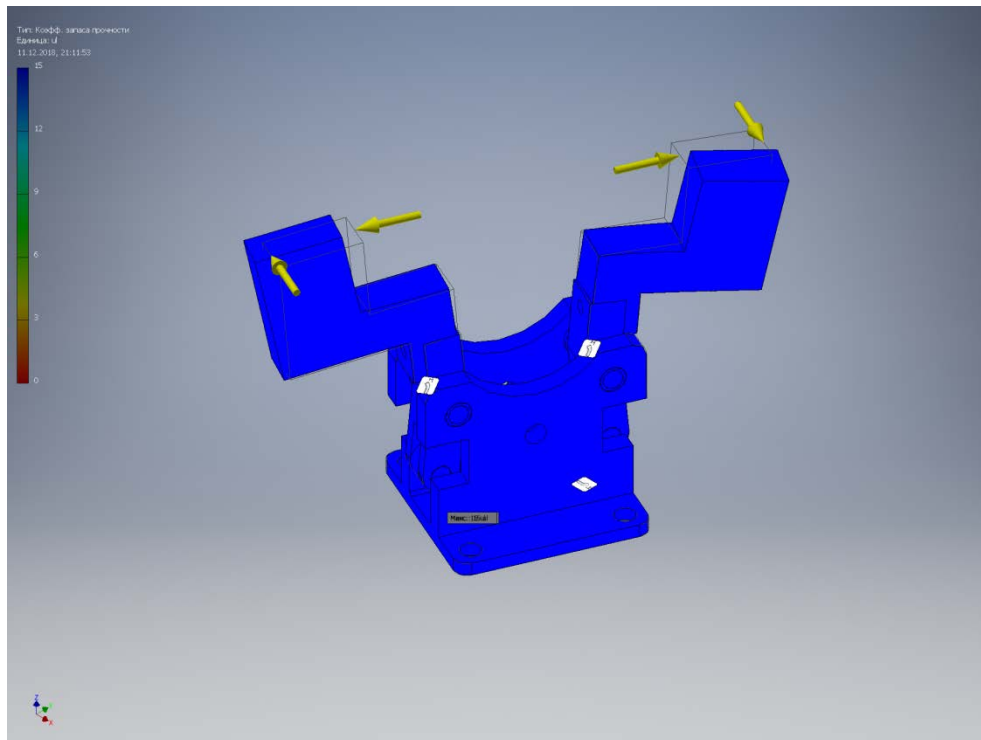


Рис. 3.8. Коефіцієнт запасу міцності

Згідно з одержаними результатами прикладені сили не впливають на міцність конструкції. Максимальний коефіцієнт запасу міцності дорівнює 15.

На основі аналізу результатів дослідження встановлено, що представлена конструкція не в повній мірі задовольняє поставлені вимоги через відсутність достатніх пружних деформацій. Тому розроблений спеціальній конструкцію із підвищеною деформативністю.

Розглянемо спеціальну конструкцію. Обрано трьох пальцеву конструкцію схвату для кращого захвату об'єкта та зменшення навантаження на кожну із губок.

Проведено розрахунок напружено-деформованого стану схвату, навантаженого тангенціальними та радіальними силами (рис. 3.9).

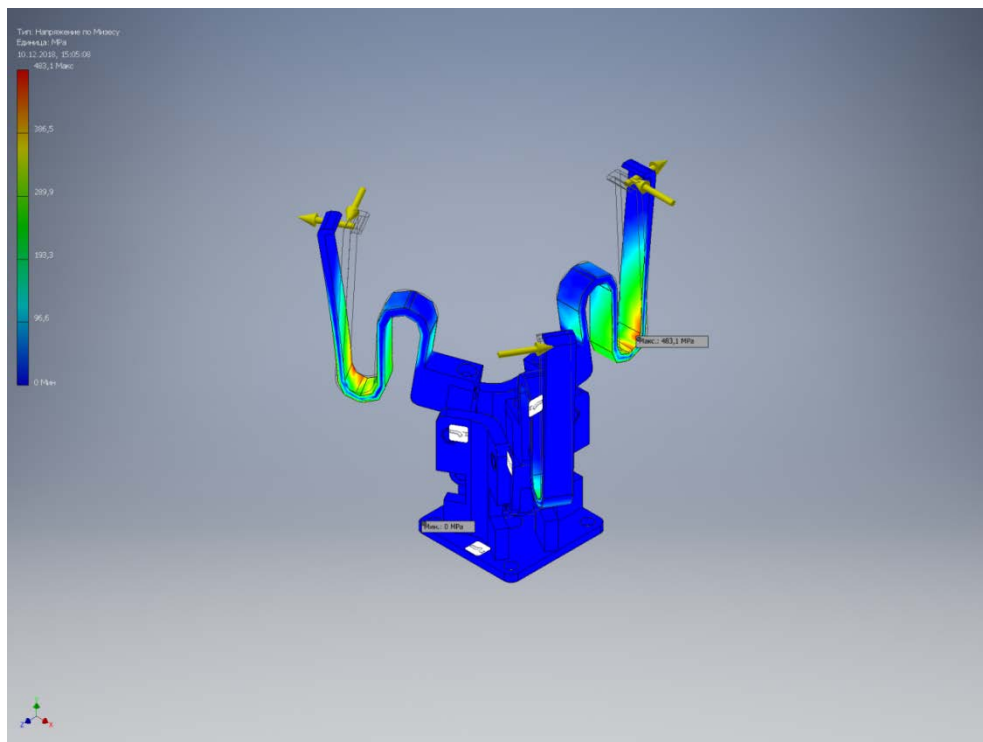
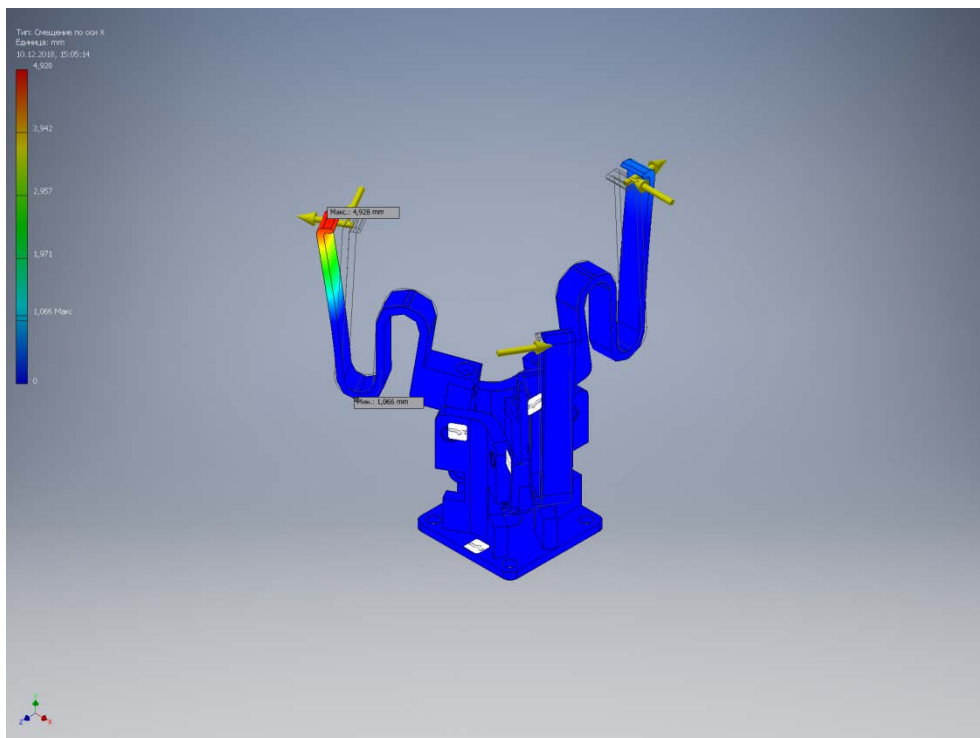


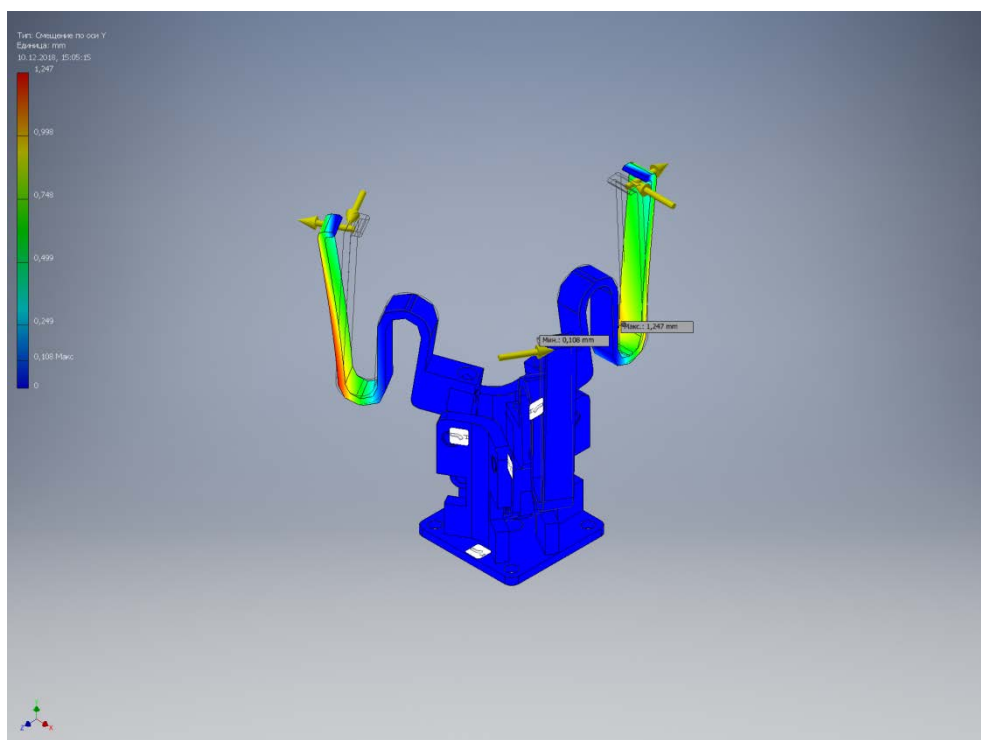
Рис. 3.9. Напруження по Мізесу губок схвату

Матеріал губок 30ХМ, межа плинності матеріалу 1357 МПа. Вона значно більша ніж напруження по Мізесу – 483.1 МПа. Завдяки цьому, габарити та вагу губок вдалося зменшити не а4втративши їх жорсткість, що повністю задовольняє умовам.

Розглянемо розрахунки зміщення поверхонь контакту губок по осям Х, Y, Z (рис. 3.10)

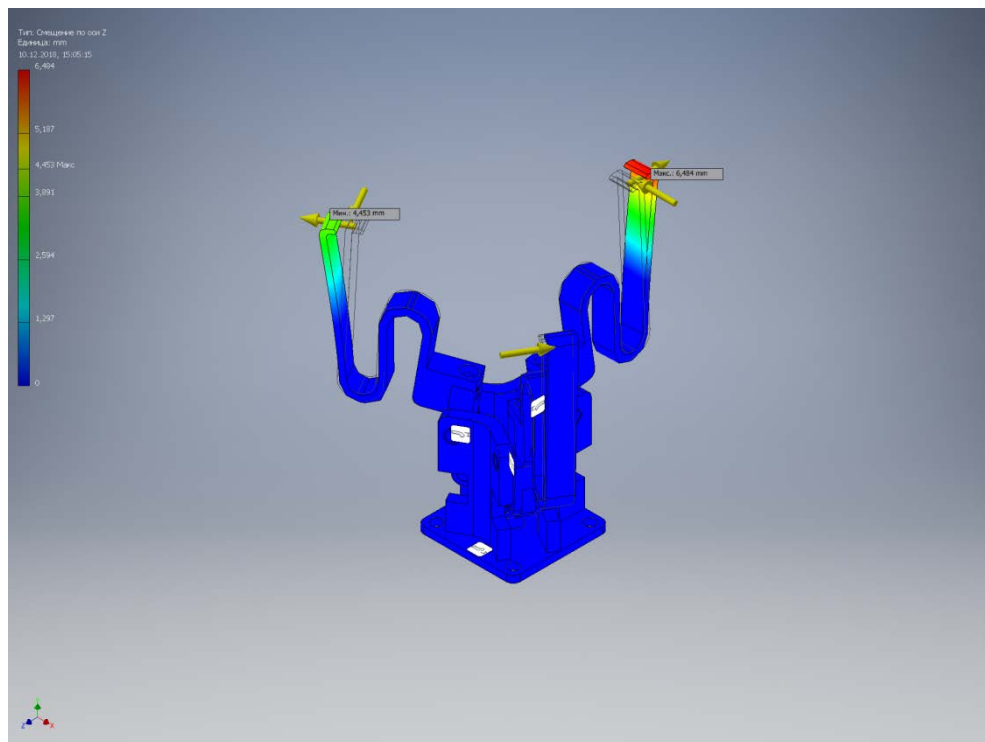


a)



б)





в)

Рис. 3.10. Зміщення по осям X(а), Y(б), Z(в)

Максимальна величина зміщення поверхонь контакту під дією сили 50 Н по осі Z (рис. 3.10, в), дорівнює 3.242 мм. Найменше зміщення по осі Y (рис. 3.10, б), дорівнює 0.623 мм. Величини зміщення задовольняють вимогам.

Визначено коефіцієнт запасу міцності (рис. 3.11).

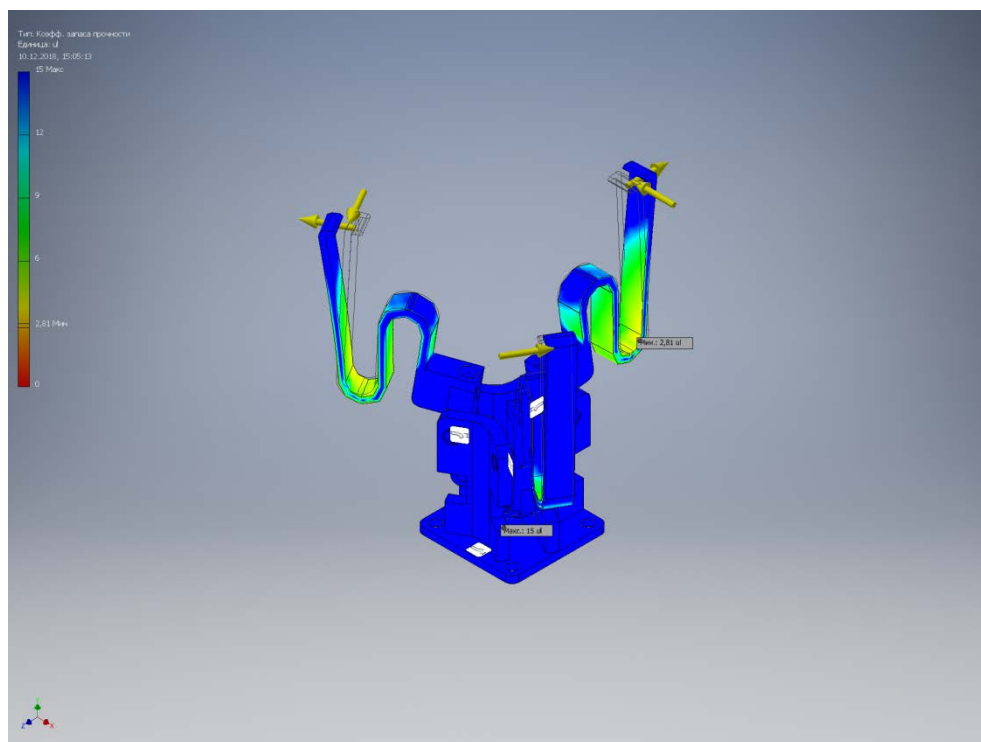


Рис. 3.11. Коефіцієнт запасу міцності

Згідно отриманих результатів міцність конструкції задовольняє вимогам. Мінімальний коефіцієнт запасу міцності 5.6 (рис. 3.11).

На основі аналізу результатів дослідження встановлено, що друга конструкція в повністю задовольняє поставленим вимогам. Адже жорсткість та міцність зберігаються при значно зменшених габаритах, а також губки є прижніми, що допоможе забезпечити співвісне базування схвату робота із підшивачем міни у польових умовах.

### 3.4 Теоретичний аналіз напружено-деформованого стану схвату для утримання кулі у середовищі Inventor

Для проведення вимірювання реальної геометрії куль які використовуються у високоточних конструкції деталей машин, зокрема підшипниках кочення була розроблена конструкція схвату промислового робота. Дана конструкція оснащена губками у яких розміщені ексцентрики,

які контактують із поверхнею кулі для підвищення точності затиску. Для правильної роботи схвату повинні забезпечуватися певні умови: малі габарити губок схвату, міцність та жорсткість важелів у яких кріпляться ексцентрики.

Для проведення розрахунків схват навантажено тангенціальними та осьовими силами величиною 100 Н. Проведено розрахунок напружено-деформованого стану схвату (рис. 3.12).

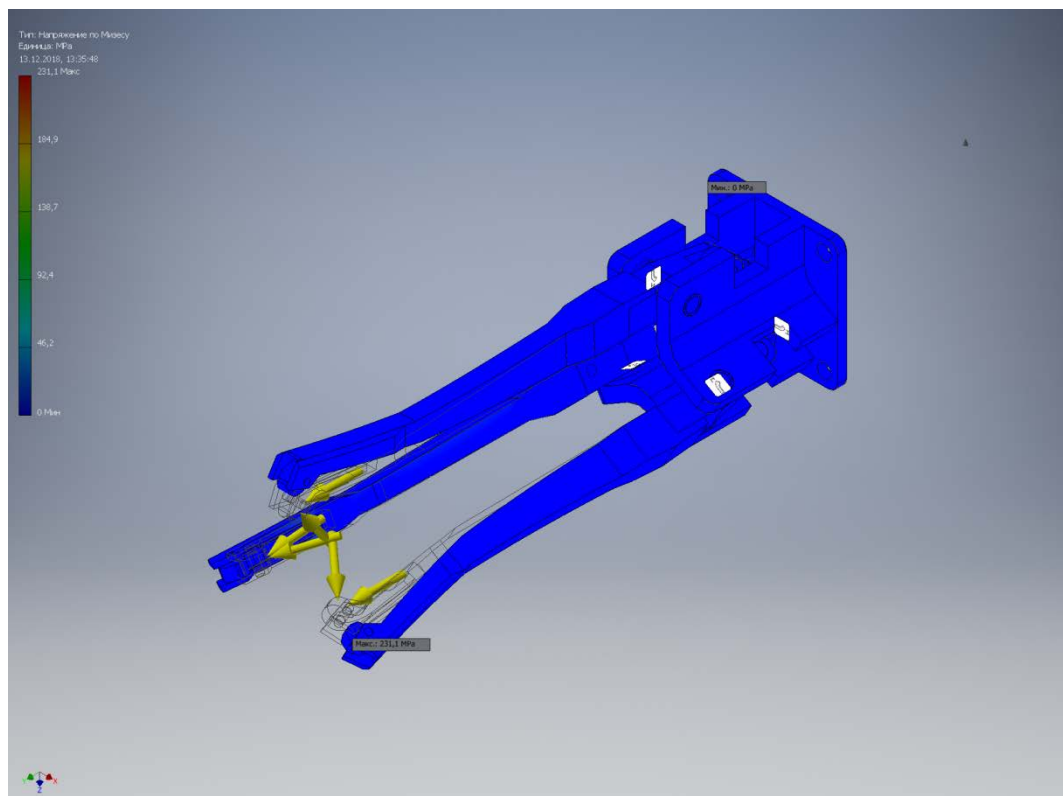
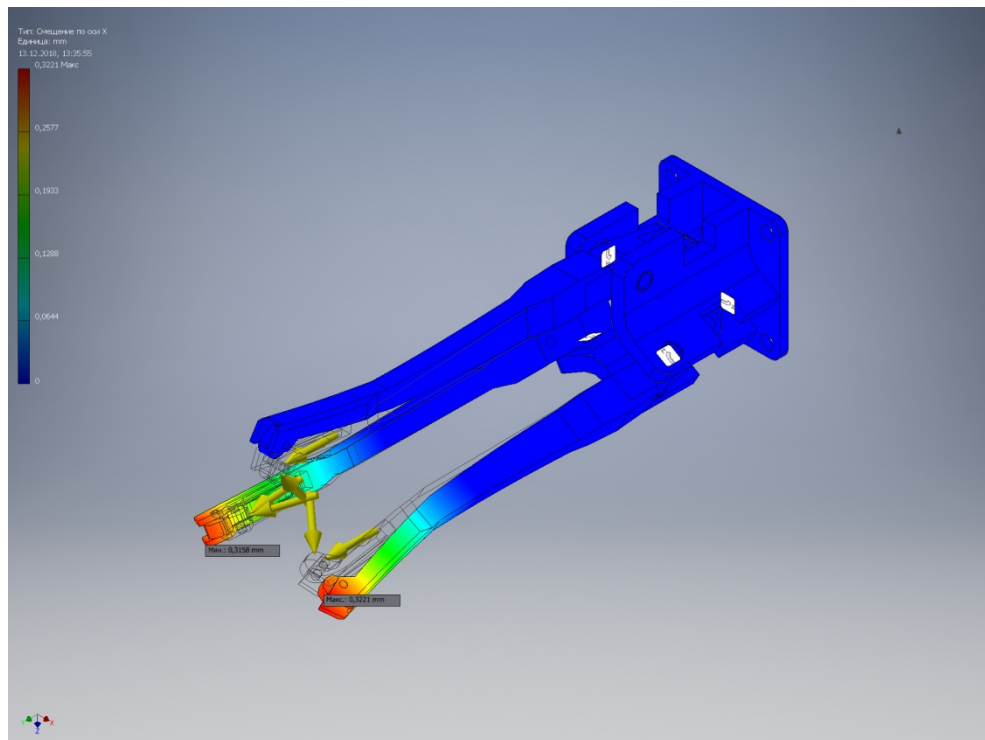


Рис. 3.12. Напруження по Мізесу губок схвату

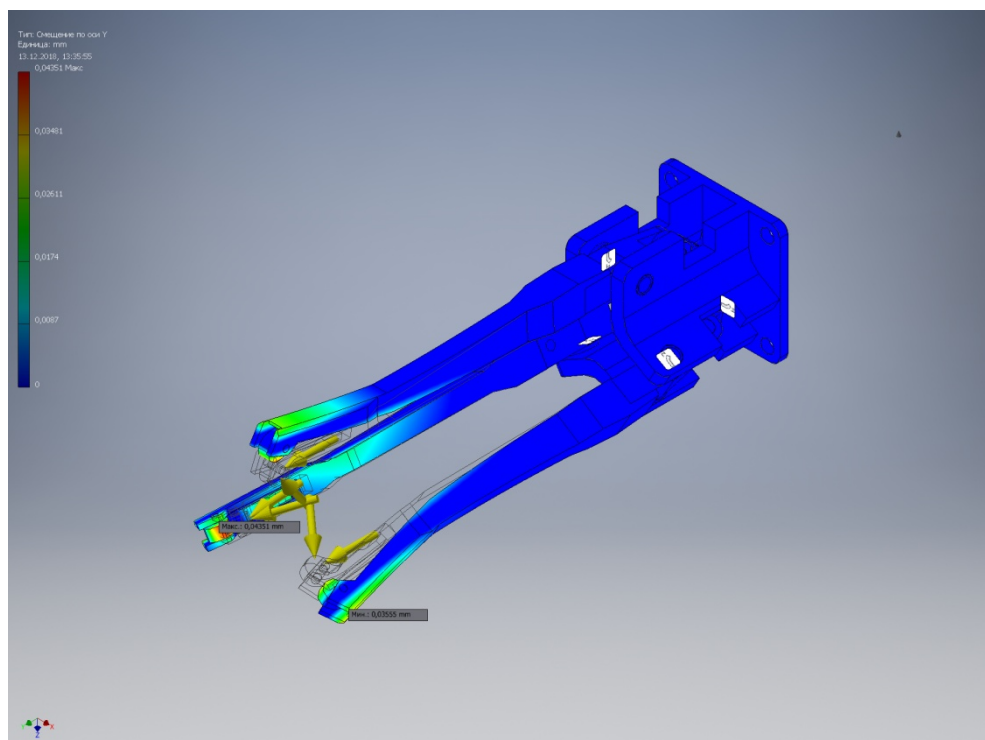
Матеріал губок 30ХМ, має межу плинності 1357 МПа, що переважає напруження по Мізесу – 231.1 МПа. Вимоги до жорсткості задовільні

Розглянемо величини зміщення площ контакту губок схвату із поверхнею кулі по осях X, Y, Z (рис. 3.13).

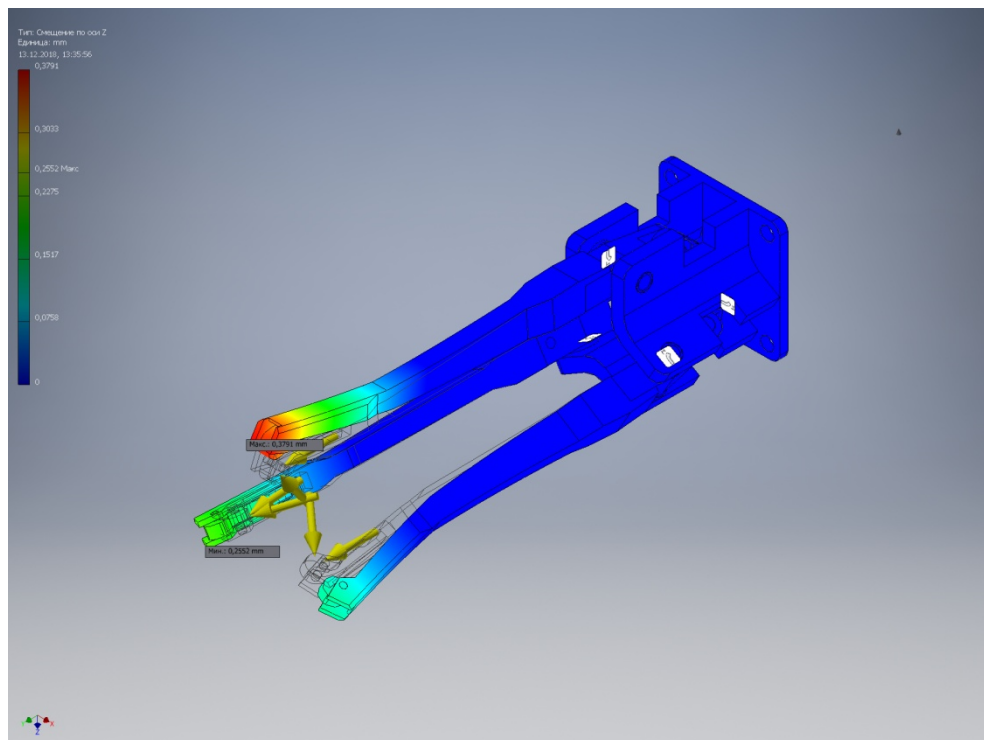
Оскільки сили напружені перпендикулярно, найбільше зміщення буде отримано при сумуванні сил по всіх трьох осях (рис. 3.14).



a)



б)



в)

Рис. 3.13. Зміщення по осям X, Y, Z

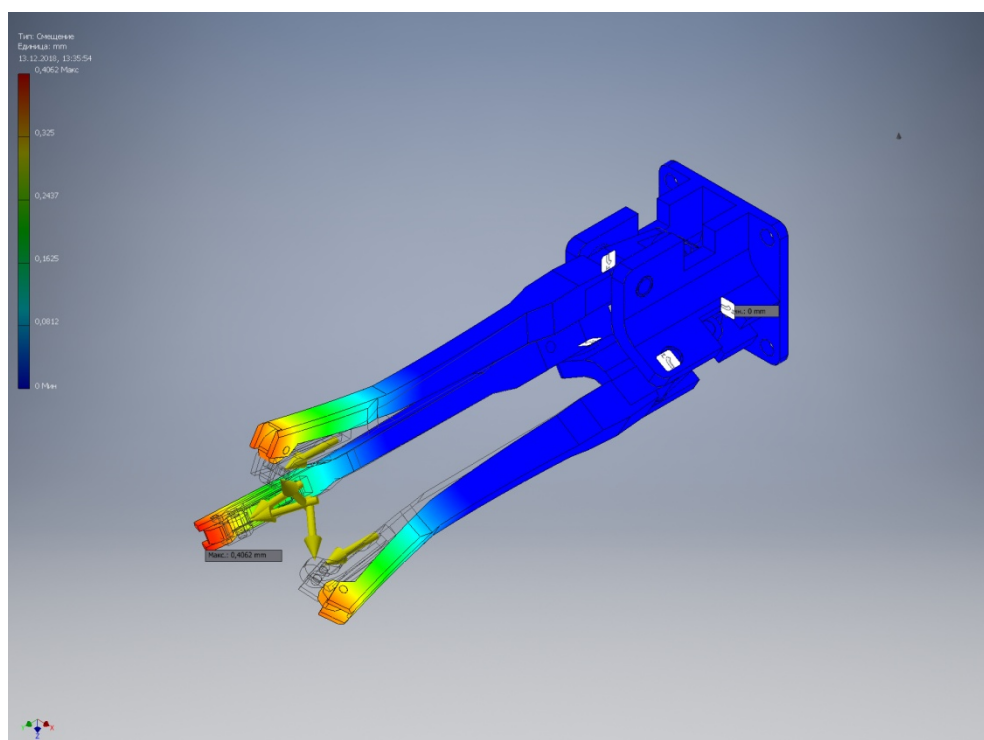


Рис. 3.14. Сумарне зміщенні

Результати зміщення губок схвату (рис. 3.13) від прикладених сил задовольняють умови закладені при його конструюванні. Найбільше зміщення по осі X (рис. 3.13, а) становить 0.3 мм. Найбільше сумарне зміщення становить 0.406 мм (рис. 3.14).

Визначимо коефіцієнт запасу міцності (рис. 3.15).

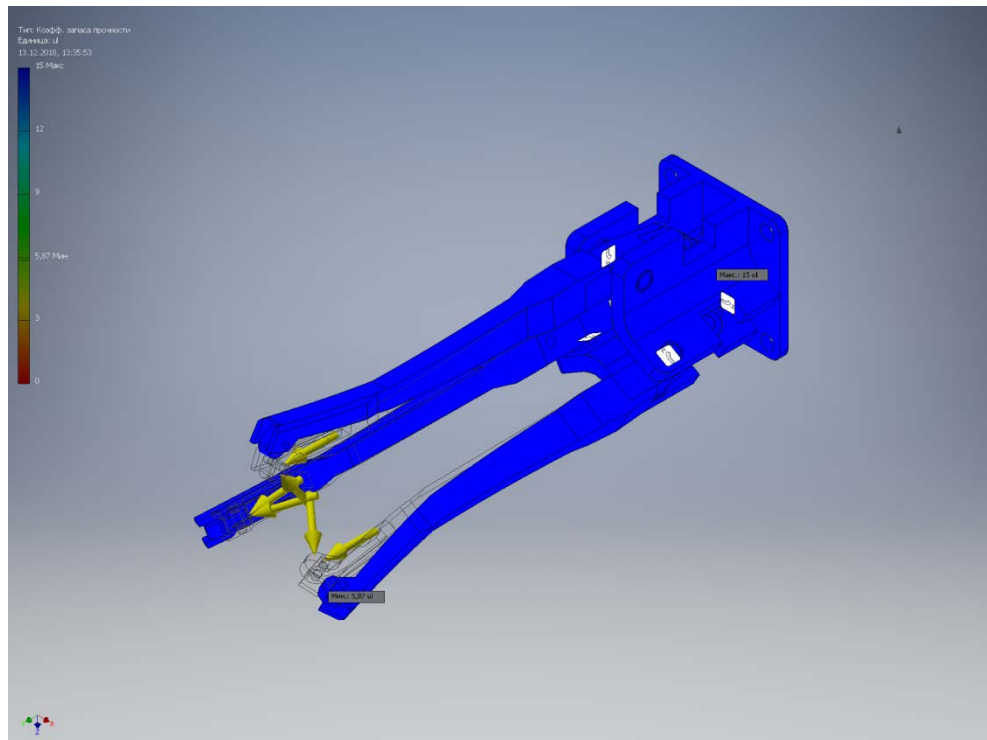


Рис. 3.15. Коефіцієнт запасу міцності

Мінімальне значення коефіцієнту міцності становить 5.7. Отримані результати задовольняють умовам міцності конструкції.

На основі аналізу результатів дослідження встановлено, що конструкція повністю задовольняє вимогам. Адже при малих габаритах міцність та жорсткість конструкції забезпечується. Розроблений схват може використовуватись не тільки при вимірюваннях реальної геометрії куль, а й на інших вимірювальних стендах та при обслуговуванні металообробного обладнання у складі роботизованих комплексів.

## **Висновки**

В результаті проведених робіт було розроблене спеціальне оснащення промислового робота. Складовою оснащення є установка для контролю геометричної поверхні кулі із карбіду бора, різні види схватів. Спеціальні схвати для роботи на розробленій вимірювальній установці та роботи із небезпечними об'єктами, такими як протитанкові міни.

Проведено теоретичний аналіз напружено-деформованого стану розроблених схватів та геометрії кулі із карбіду бора для цього використали ряди складені із сферичних гармонік.

На основі проведених робіт розроблено інноваційне технічне рішення спеціального оснащення і підготовлено заявку на патент України.

Результати роботи є основою підготовки матеріалів на участь в конкурсі Sikorsky Challenge (стартап).

## Список літератури

1. Павленко І.І., Годунко М.О. Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів. Кіровоград - 2006 - 44-49 с.
2. Павленко І.І., Мажара В.А. Роботизовані технічні комплекси/ Під ред. Павленка І.І. - Навчальний посібник: 2012 - 393с.
3. Khalifa H. Harib, Kamal A.F. Moustafa, A.M.M. Sharif Ullah and Salah Zenieh: Parallel, Serial and Hybrid Machine Tools and Robotics Structures: Comparative Study on Optimum Kinematic Designs — 110- 124р.
4. Смирнов А.Б. Мехатроника и робототехника: Учебное пособие - Санкт- Петербург 2003 - 160с.
5. Воробьев Е.И., Попов С.А., Шевелева Г.И. Механика промышленных роботов. Книга 1 Кинематика и динамика. Москва «Высшая школа» - 1988 – 175-186 ст.